



VYSOKÉ UČENÍ TECHNICKÉ V BRNĚ

BRNO UNIVERSITY OF TECHNOLOGY

FAKULTA STROJNÍHO INŽENÝRSTVÍ

FACULTY OF MECHANICAL ENGINEERING

ENERGETICKÝ ÚSTAV

ENERGY INSTITUTE

HYDRAULICKÉ ŘEŠENÍ ŠIROKOPÁSMOVÉHO OBĚŽNÉHO KOLA ČERPADLA

HYDRAULIC SOLUTION OF THE WIDE - RANGE RUNNER OF THE IMPELLER

DIPLOMOVÁ PRÁCE

MASTER'S THESIS

AUTOR PRÁCE

AUTHOR

Bc. Tomáš Smíšek

VEDOUCÍ PRÁCE

SUPERVISOR

doc. Ing. Miloslav Haluza, CSc.

BRNO 2018

Zadání diplomové práce

Ústav: Energetický ústav
Student: **Bc. Tomáš Smíšek**
Studijní program: Strojní inženýrství
Studijní obor: Fluidní inženýrství
Vedoucí práce: **doc. Ing. Miloslav Haluza, CSc.**
Akademický rok: 2017/18

Ředitel ústavu Vám v souladu se zákonem č.111/1998 o vysokých školách a se Studijním a zkušebním řádem VUT v Brně určuje následující téma diplomové práce:

Hydraulické řešení širokopásmového oběžného kola čerpadla

Stručná charakteristika problematiky úkolu:

Oběžné kolo odstředivého čerpadla je obvykle navrhováno pro jeden návrhový bod daný průtokem, měrnou energií a otáčkami.

V diplomové práci bude proveden návrh oběžného kola jiným způsobem, a to krycí disk bude navržen na jeden návrhový bod, nosný disk na jiný. Výsledkem by mělo být oběžné kolo pro širší pásmo dobrých účinností v závislosti na průtoku.

Cíle diplomové práce:

Cílem je ověření zcela netradičního řešení proudění v oběžném kole odstředivého čerpadla, jehož krycí disk je navrhován na jiný návrhový bod než nosný disk. Očekává se sice snížení účinnosti jako kdyby čerpadlo bylo navrhováno na jediný bod, ale zato rozšíření oblasti dobré účinnosti v širším rozsahu průtoku.

Seznam doporučené literatury:

NECHLEBA, M.: Vodní turbíny, jejich konstrukce a příslušenství: Vysokošk. učebnice pro obor vodní stroje a zařízení : Určeno konstruktérům a provoz. inž. 2., rozš. vyd. Praha: SNTL, 1962. Řada strojírenské literatury.

NECHLEBA, M.: Vodní turbíny I. Brno: Vysoké učení technické, 1990.

HALUZA, M.: Přednášky z předmětu Tekutinové stroje, akad. r. 2015/2016.

ŁAZARKIEWICZ, S. a A. T. TROSKOLANSKI: Impeller pumps. 1st ed., rev. and enl. New York: Pergamon Press, 1965.

STRÝČEK, O.: Hydrodynamické čerpadlá. Bratislava: Slovenská vysoká škola technická, 1988.

NEUMANN, B.: The interaction between geometry and performance of a centrifugal pump. London: Mechanical Engineering Publications, c1991. ISBN 0852987552.

Termín odevzdání diplomové práce je stanoven časovým plánem akademického roku 2017/18

V Brně, dne

L. S.

doc. Ing. Jiří Pospíšil, Ph.D.
ředitel ústavu

doc. Ing. Jaroslav Katolický, Ph.D.
děkan fakulty

ABSTRAKT

Cílem diplomové práce je provedení návrhu oběžného kola čerpadla. Klasický návrh oběžného kola probíhá na jeden návrhový bod, ve kterém je předpokládán nejčastější chod čerpadla. Cílem této diplomové práce je vytvoření návrhu čerpadla, jehož krycí a nosný disk jsou navrhovány každý na jiný návrhový bod a následné porovnání výsledků obou metod návrhu.

ABSTRACT

The aim of the diploma thesis is to design the pump impeller. The classical design of the impeller is made for one operating point, in which pump is assumed to operate most of the time. The aim of this diploma thesis is to design a pump, whose pump cover and pump drive discs are designed for each other operating point and then compare the results of both design methods.

KLÍČOVÁ SLOVA

Odstředivé čerpadlo, oběžné kolo čerpadla, návrhový bod, účinnost, charakteristika čerpadla

KEY WORDS

Centrifugal pump, pump impeller, operating point, efficiency, performance characteristic

ČESTNÉ PROHLÁŠENÍ

Prohlašuji, že diplomovou práci jsem vypracoval samostatně pod vedení vedoucího práce. Veškerá použitá odborná literatura a podklady jsou řádně ocitovány a uvedeny v seznamu použité literatury.

V Brně dne 25.5.2018

Podpis:.....

BIBLIOGRAFICKÁ CITACE

SMÍŠEK, T. Hydraulické řešení širokopásmového oběžného kola čerpadla. Brno: Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství, 2018. 74 s. Vedoucí diplomové práce doc. Ing. Miloslav Haluza, CSc.

PODĚKOVÁNÍ

Rád bych poděkoval všem vyučujícím oboru Fluidního inženýrství, zejména pak vedoucímu práce, panu doc. Ing. Miloslavu Haluzovi, CSc., za rady a připomínky jak při vyučování, tak při konzultacích diplomové práce.

OBSAH

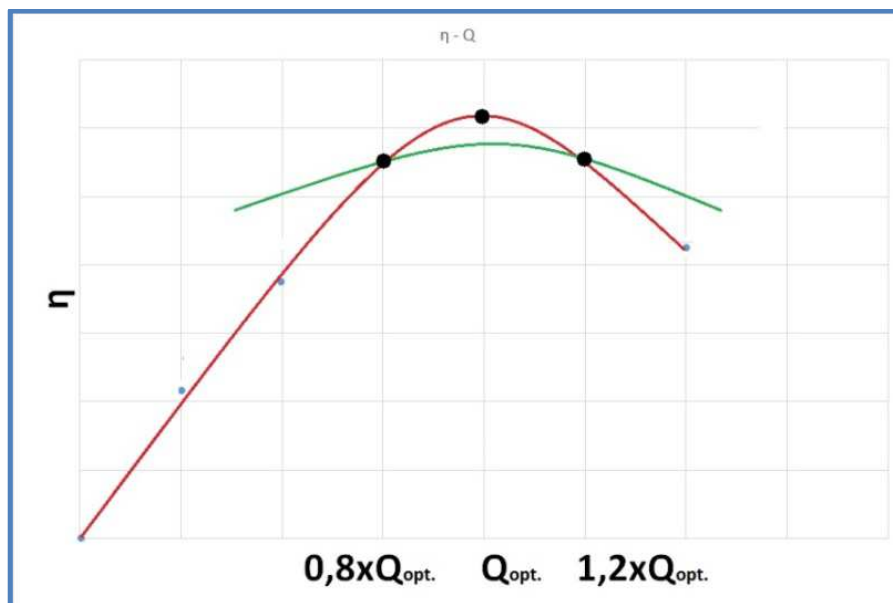
1. ÚVOD	13
2. ČERPADLA	15
2.1. Rozdělení čerpadel	15
2.1.1. Hydrodynamická čerpadla.....	15
2.1.2. Hydrostatická čerpadla	17
2.1.3. Speciální čerpadla	18
2.2. Základní parametry čerpadel	18
2.2.1. Průtok čerpadla.....	18
2.2.2. Měrná energie čerpadla	18
2.2.3. Příkon čerpadla.....	19
2.2.4. Účinnost	19
2.3. Eulerova rovnice.....	19
2.3.1. Vliv konečného počtu lopatek.....	21
2.4. Charakteristika čerpadel	25
2.4.1. Teoretická charakteristika čerpadla.....	25
2.4.2. Skutečná charakteristika čerpadla	26
2.4.3. Základní typy charakteristik čerpadel	27
2.4.4. Pracovní bod čerpadla	28
3. NÁVRH LOPATKY	29
3.1. Konformní zobrazení	29
3.1.1. Lineární změna $\tan\beta$	32
3.1.2. Kvadratická změna $\tan\beta$	34
4. NÁVRH OBĚŽNÉHO KOLA – JEDEN NÁVRHOVÝ BOD	37
4.1. Určení základních parametrů.....	37
4.2. Výpočet oběžného kola	42
4.2.1. Výpočtová síť	42
4.2.2. Nastavení výpočtu	43
4.2.3. Výpočet	45
4.2.4. Vyhodnocení výpočtu	46
5. NÁVRH OBĚŽNÉHO KOLA – DVA NÁVRHOVÉ BODY	49
5.1. Určení základních parametrů.....	49

5.2.	Výpočet oběžného kola	58
5.2.1.	Výpočtová síť	58
5.2.2.	Nastavení výpočtu	58
5.2.3.	Výpočet	58
5.2.4.	Vyhodnocení výsledků	59
6.	ZÁVĚR	63
6.1.	Srovnání výsledků	63
6.2.	Celkové shrnutí.....	64
SEZNAM POUŽITÉ LITERATURY		67
SEZNAM OBRÁZKŮ		69
SEZNAM GRAFŮ		71
SEZNAM TABULEK.....		71
SEZNAM POUŽITÝCH SYMBOLŮ		72
SEZNAM PŘÍLOH		74

1. ÚVOD

Oběžné kolo čerpadla je ve většině případů navrhováno na jeden konkrétní návrhový bod, daný průtokem, měrnou energií a otáčkami. V tomto bodě dosahuje čerpadlo nejvyšších účinností. Bývá to zpravidla bod, v jehož blízkosti očekáváme nejčastější chod čerpadla. Stále častěji se však setkáváme se situacemi, kdy je vyžadována dobrá účinnost čerpadla i v oblasti průtoků nad, či případně pod, hodnotou optimálního průtoku čerpadla, což v praxi znamená požadavek na „zploštění“ účinnostní charakteristiky oběžného kola. Jedním z možných způsobů, který by mohl mít za následek požadované rozšíření pásma dobrých účinností, by mohlo být použití netradiční metody návrhu oběžného kola, kdy by bylo oběžné kolo namísto jednoho návrhového bodu navrhováno na body dva. Cílem této diplomové práce je tedy ověření možnosti použití tohoto poněkud netradičního postupu pro návrh oběžného kola, kdy je krycí disk navrhován na jiný návrhový bod, než nosný disk čerpadla a dále srovnání výsledků při použití metody klasického návrhu (krycí a nosný disk navrhovány na stejný návrhový bod).

Pro konkrétní případ, kterým se zabývá tato diplomová práce, bylo zvoleno posunutí návrhového bodu pro krycí disk na hodnotu $Q = 0,8 \cdot Q_{opt}$ a nosný disk byl navrhován na hodnotu $Q = 1,2 \cdot Q_{opt}$. Tímto se změní také měrné energie a specifické otáčky. Každý z disků má tedy svůj návrhový bod, ve kterém dosahuje nejvyšší účinnost. Hlavní předpoklad této diplomové práce je, že oproti charakteristice pro klasický návrh dojde ke zvýšení účinnosti právě v těchto dvou bodech, se současným poklesem hodnoty maximální účinnosti pro původní návrhový bod. Tento jev by mohl vést k „narovnání“ závislosti účinnosti na průtoku, viz obr. 1.1.



Obr. 1.1. Obrázek předpokládaných výsledných grafických závislostí

Červená křivka znázorňuje předpokládanou grafickou závislost na průtoku čerpadlem pro klasický návrh a zelená křivka znázorňuje předpokládané „narovnění“ závislost účinnosti na průtoku pro čerpadlo navrhované na dva návrhové body.

V teoretické části práce jsou vysvětleny základní důležité pojmy a rovnice, související s čerpadly a jejich navrhováním. Dále je vysvětleno konformní zobrazení a nastíněn průběh navrhování lopatek oběžného kola čerpadla.

Praktická část práce je zaměřena na návrh oběžných kol čerpadel na konkrétní návrhové body. Jak již bylo zmíněno výše, byly provedeny dva návrhy pro čerpadlo s jedním návrhovým bodem a čerpadlo se dvěma návrhovými body. Následně byly provedeny výpočty a vyhodnocení navržených oběžných kol pomocí CFX.

Závěrem práce je vyhodnocení a porovnání obou dvou postupů pro návrh oběžného kola, zejména pak srovnání trendů účinnostních charakteristik při použití jednotlivých metod návrhu.

2. ČERPADLA

Čerpadla neboli hydrogenerátory jsou jedním z nejpoužívanějších strojů dnešní doby. Čerpadlo je zařízení, které slouží k přeměně mechanické energie, která je dnes ve většině případů poskytována čerpadlu pomocí elektromotoru, na energii hydraulickou, skládající se z energie kinetické a energie tlakové. Jejich využití můžeme najít v různých oblastech od velkých průmyslových odvětví až po malé domácnosti. Čerpaným médiem mohou být kromě vody i různé emulze, plyny, kaly a další.

2.1. Rozdělení čerpadel

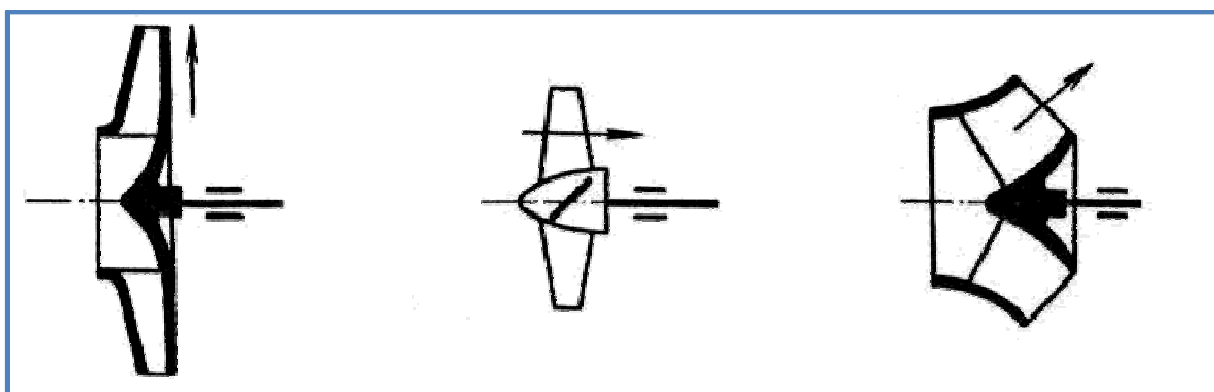
Podle způsobu dopravy kapaliny můžeme rozdělit čerpadla do tří skupin.

2.1.1. Hydrodynamická čerpadla

Hydrodynamická čerpadla jsou v praxi nejrozšířenějším druhem čerpadel. Jsou to hnané rotační lopatkové stroje. K přeměně mechanické energie dochází pomocí změny momentu hybnosti. [1]

Podle směru výstupu kapaliny k ose oběžného kola můžeme hydrodynamická čerpadla dále dělit na:

- Radiální – kapalina vstupuje do oběžného kola axiálně a vystupuje radiálně
- Axiální – kapalina do oběžného kola vstupuje axiálně, stejně tak vystupuje
- Diagonální – kapalina vstupuje do oběžného kola axiálně a vystupuje diagonálně [4]



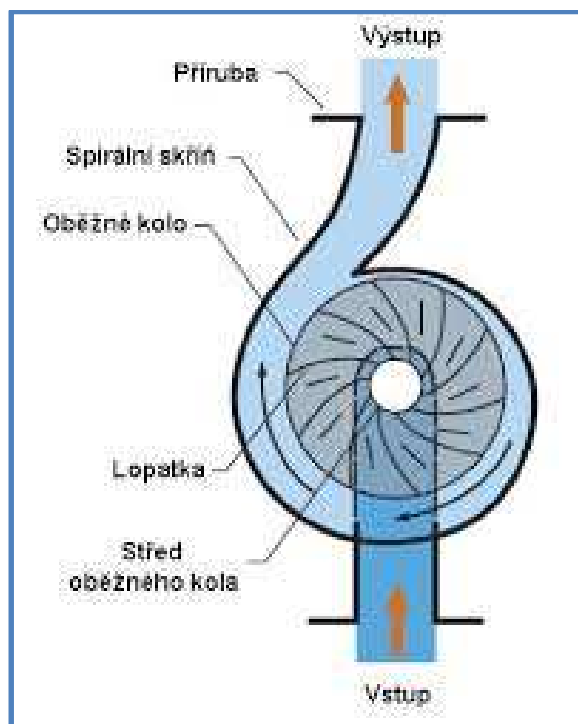
Obr. 2.1 Radiální, axiální a diagonální čerpadlo [4]

Typickým příkladem hydrodynamických čerpadel jsou odstředivá neboli centrifugální čerpadla. Návrhem oběžného kola odstředivého čerpadla se zabývá i tato diplomová práce, proto je věnováno tomuto typu nejvíce prostoru. [2]

Odstředivé čerpadlo

Princip

K přenosu mechanické energie (elektromotor) na kapalinu dochází díky využití odstředivé síly. Poháněná hřídel předává energii kapalině skrz zahnuté rotující lopatky, které se od středu kola rozbíhají. Ty udávají rotační pohyb kapalině, která je následně vytlačena výstupním otvorem, viz Obr 2.2. [2]



Obr. 2.2 – Odstředivé čerpadlo [3]

Použití

- Průmysl i domácnosti
- Rozvody vody, hasící systémy
- Zemědělství, zavlažování, fontány, bazény, protiproudy, aquaparky
- Systémy pro čištění a zvlhčování vzduchu
- Umývací linky a odčerpávací zařízení

Vlastnosti

- Průtok: až 20 000 litrů/min
- Otáčky: až 3 000 ot/min.
- Výtlač: až do výšky 100 m

- Pracovní tlak:
 - otevřené provedení: do 1,6 MPa
 - uzavřené provedení: do 3,0 MPa
- Teplota kapaliny: obvykle od -30°C do +120°C

Klady

- Jednoduchá konstrukce (nízká cena, jednoduché na údržbu)
- Velmi velký nepulsující průtok
- Vysoká životnost
- Umožňuje čerpat i znečištěnou kapalinu (kal, bahno)
- Ideální pro trvalý (dlouhodobý nepřerušovaný) chod
- Ideální pro kapaliny s malou viskozitou (voda, benzín, líc, kapalné LPG)
- Vhodné i pro chemicky agresivní látky

Zápory

- Nekonstantní výstupní výtlač, který je závislý na protitlaku následujícího potrubí
- Slabý sací efekt, sací výška do 8 metrů
- Není vhodný pro časté vypínání a zapínání
- Horší sací schopnosti - obvykle pro nasátí kapaliny musí být předem zavodněny (mimo speciálních samonasávacích provedení)
- Nevhodné pro látky s vysokou viskozitou, abrazivní a sypké materiály [2],[5]

2.1.2. Hydrostatická čerpadla

Hydrostatická neboli také objemová čerpadla jsou stroje s přímou přeměnou mechanické energie v potenciální hydraulickou energii (složka kinetické energie je zanedbatelná). Přímého přenosu energie se účastní pracovní element, což je většinou píst, zub, lamela nebo membrána. Dochází k pravidelnému stlačování a změně objemu kapaliny v pracovním prostoru čerpadla. Výtlačná výška závisí na výkonu pohonu, při stejných otáčkách mají objemová čerpadla téměř konstantní průtok čerpaného média. Kvůli velkým tlakovým pulzacím jsou čerpadla často vybavena akumulátory, pojistnými ventily nebo je za potřeby vhodná volba počtu pracovních prostorů a jejich členění. Typickým příkladem objemových čerpadel jsou zahradní pumpy pro čerpání vody ze studní. [2],[6],[7]

2.1.3. Speciální čerpadla

Tato čerpadla přepravují čerpané médium často za pomoci energie samotné vody, či plynu.

Často se používají v místech bez přístupu k elektrické energii. [2]

- Elektromagnetická
- Čerpadla mamutová
- Čerpadla plynotlaká
- Čerpadla proudová
- Vodní trkač

2.2. Základní parametry čerpadel

Za základní hydraulické parametry můžeme považovat:

- Q – průtok čerpadla
- Y – měrná energie čerpadla
- P – příkon čerpadla
- η – účinnost čerpadla (odvozený parametr)

2.2.1. Průtok čerpadla

Průtok čerpadla Q [m^3/s] udává, jaké množství přepravovaného média je čerpadlo schopné doručit do výstupního potrubí za jednotku času. Nejdůležitějším parametrem je hodnota optimálního průtoku Q_{opt} [m^3/s], což je hodnota průtoku při kterém má čerpadlo nejvyšší účinnost. Tato hodnota je základním parametrem pro návrh čerpadla na dané otáčky čerpadla n [s^{-1}] a dané vlastnosti kapaliny (hustota ρ [kg/m^3] a viskozita μ [Nsm^{-2}]). Změna průtoku při změně otáček je lineární. [1],[8]

2.2.2. Měrná energie čerpadla

Měrná energie Y [$J \cdot kg^{-1} = m^2 \cdot s^{-2}$] je energie, kterou předá čerpadlo kapalině na jednotku hmotnosti. Je to tedy rozdíl energií na vstupu a výstupu z čerpadla. V některých případech se můžeme v parametrech čerpadla namísto měrné energie setkat s veličinou H [m], představující dopravní výšku. Je to výška, do které je čerpadlo schopno vytlačit čerpané médium. Její hodnotu získáme dělením měrné energie gravitačním zrychlením g [$m \cdot s^{-2}$]. [1]

$$H = \frac{Y}{g} \quad (2.1)$$

Změna měrné energie čerpadla při změně otáček je kvadratická. [8]

2.2.3. Příkon čerpadla

Pod pojmem příkon čerpadla P [W] si lze představit potřebný výkon motor, který je třeba k přemístění kapaliny do požadované dopravní výšky při daném průtoku. Příkon čerpadla je definován jako podíl užitečného výkonu P_u a celkové účinnosti čerpadla η . [1], [9]

$$P = \frac{P_u}{\eta} \quad (2.2)$$

Užitečný výkon P_u je skutečný výkon předaný kapalině, se zohledněním ztrát. Pro užitečný výkon platí vztah: [1]

$$P_u = \rho \cdot Q \cdot Y \cdot \eta \quad (2.3)$$

Při změně otáček se výkon mění úměrně s n^3 .

2.2.4. Účinnost

Celková účinnost čerpadla se skládá z účinnosti hydraulické, mechanické a objemové. Celková účinnost je podílem užitečného výkonu a příkonu čerpadla. Závisí na průtoku a měrných otáčkách. Nejvyšší účinnosti dosahujeme v návrhovém bodě při optimálním průtoku Q_{opt} . Právě na tento bod se klasicky navrhuje a dimenzují čerpadla. [9]

Hydraulická účinnost

Dána hydraulickými ztrátami na vstupu a výstupu. Jsou to ztráty způsobené například třením nebo změnou směru proudění. Velký vliv má geometrie kanálu.

Mechanická účinnost

Dána mechanickými ztrátami, jako je například tření v ložiscích nebo na hřídeli

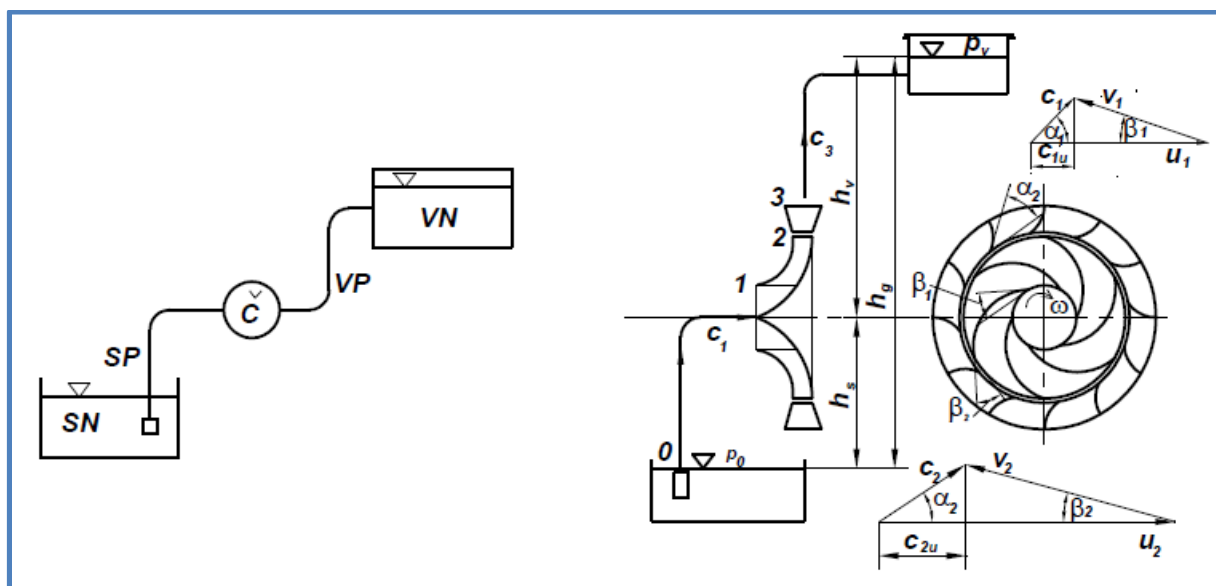
Objemová účinnost

Dána objemovými ztrátami, což jsou průsaky mezi sacím a výtlačným hrdlem.

2.3. Eulerova rovnice

Eulerova rovnice čerpadla vychází z úvahy o pohybu kapaliny v rotujícím kanále, který se pohybuje úhlovou rychlostí ω . Při změně průtoku kapaliny kanálem dochází v důsledku působení sil od rotujícího kanálu na kapalinu ke změně energie kapaliny. Kapalina se v kanále pohybuje relativní rychlostí v . Směr pohybu je tečný ke stěně kanálu (lopatky). Do kanálu kapalina vstupuje s absolutní rychlostí c_1 a vystupuje s rychlostí c_2 . Unášivá neboli obvodová složka rychlosti se značí u , závisí na úhlové rychlosti ω . Při odstředivém průtoku se

s rostoucím u zvyšuje energie kapaliny (odstředivá čerpadla). Naopak při dostředivém průtoku se u snižuje a snižuje se energie (vodní turbíny). [10],[11]



Obr. 2.3 – Odstředivé čerpadlo v trati, oběžné kolo a rychlostní trojúhelníky [10]

Trať čerpadla, znázorněná na obr. 2.3 vlevo, se skládá ze sací nádrže SN, která je spojena s čerpadlem Č sacím potrubím SP. Přes čerpadlo protéká voda výtlačným potrubím VP do výtlačné nádrže VN. Indexem 1 je značené místo vstupu do oběžného kola čerpadla ze sacího potrubí. Index 2 značí výstup z oběžného kola do spirály a index 3 značí výstup ze spirály do výtlačné nádrže.

Z rychlostního trojúhelníku můžeme stanovit pomocí základních goniometrických funkcí hodnotu velikosti úhlu vody β_2 .

$$\operatorname{tg} \beta_2 = \frac{c_{m2}}{u_2 - c_{u2}} \quad (2.4)$$

Dále lze vyjádřit hodnota c_{u2} ve tvaru:

$$c_{u2} = -\frac{c_{m2}}{\operatorname{tg} \beta_2} + u_2 \quad (2.5)$$

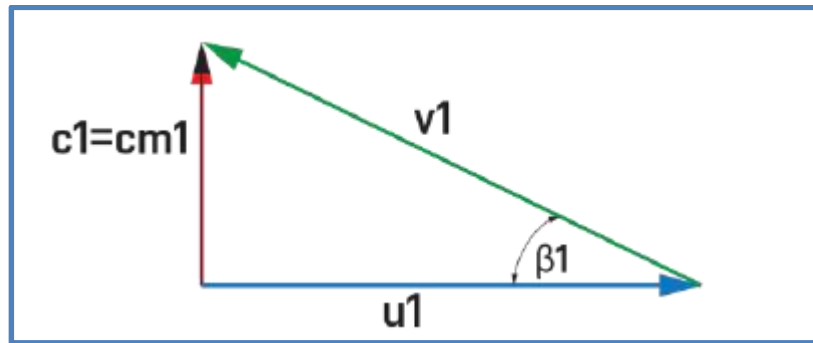
Dalším krokem je zavedení bezrozměrné veličiny Φ , zvané rychlostní číslo:

$$\Phi = \frac{c_{m2}}{u_2} \quad (2.6)$$

Pro ideální kapalinu a dokonalé vedení kapaliny bez ztrát (nekonečně hustá lopatková síť) můžeme Eulerovu rovnici zapsat ve tvaru:

$$Y_{th,z=\infty} = \frac{g \cdot H}{\eta_h} = u_2 \cdot c_{u2\infty} - u_1 \cdot c_{u1\infty} \quad (2.7)$$

Hodnoty hydraulické účinnosti pro proudění dokonalé kapaliny bez ztrát je rovna $\eta_h=1$, dále můžeme zavést předpoklad pro návrhový bod čerpadla, že hodnota unášivé složky absolutní rychlosti na vstupu do oběžného kola $c_{u1\infty}$ je rovna nule. Je to z toho důvodu, že požadujeme vstup kolmo na lopatku z důvodu bezrázového vstupu, bez víření kapaliny a bez rizika vzniku kavitace, vedoucí ke snížení účinnosti a opotřebení lopatek. Čímž dokážeme eliminovat pravou stranu rovnice a tím pádem dostáváme vyšší energii. Viz rychlostní trojúhelník na obr. 2.4. [8]



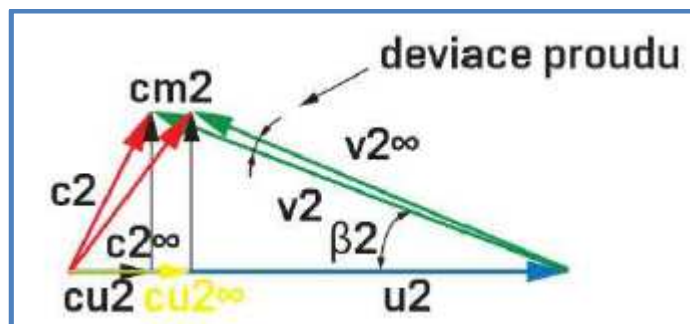
Obr. 2.4 – Rychlostní trojúhelník čerpadla v návrhovém bodě [11]

Po zavedení těchto předpokladů získáváme dosazením do rovnice (2.7). Eulerovu rovnici pro nekonečný počet lopatek ve tvaru:

$$Y_{th,z=\infty} = g \cdot H = u_2^2 \cdot \left(1 - \frac{\phi}{\tan \beta_2}\right) \quad (2.8)$$

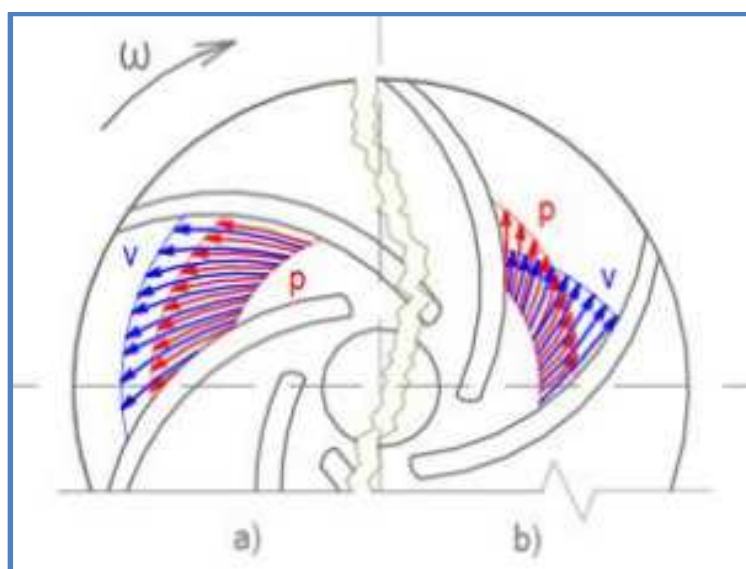
2.3.1. Vliv konečného počtu lopatek

Abychom mohli zkoumat Eulerovu rovnici čerpadla dále, musíme brát v úvahu vliv lopatek na proudění kapaliny. Vlivem umístění lopatky do proudového kanálu dochází k nepřesnému vedení kapaliny a snížení měrné energie z $Y_{th,z=\infty}$ na Y_{th} . K tomu dochází vlivem deviace proudu. Tento jev je odklon složek absolutní rychlosti c_2 a relativní složky rychlosti v_2 pro konečný počet lopatek, vůči absolutní složce rychlosti $c_{2\infty}$ a relativní složce rychlosti $v_{2\infty}$ pro nekonečně hustou lopatkovou mříž. Meridiální složka rychlosti c_{m2} zůstává pro konečný i nekonečný počet lopatek stejná. Viz obr. 2.4.



Obr. 2.5 – Rychlostní trojúhelník pro konečný a nekonečný počet lopatek [11]

V oběžném kole s nekonečným počtem lopatek je rozložení tlaků a rychlostí rovnoměrné (viz obr. 2.6). Oproti tomu u kola s konečným počtem lopatek dochází ke zvýšení tlaků na tlačné straně lopatky, která působí na kapalinu. Tlak se zmenšuje ve směru rotace ω . V místech s vyšším tlakem ne nižší rychlost a naopak. Viz obr 2.6 níže. [12]



Obr. 2.6 – Rozložení rychlostní a tlaků v oběžném kole a) s nekonečným počtem lopatek b) s konečným počtem lopatek [12]

Eulerova rovnice pro reálnou kapalinu a konečný počet lopat má následující tvar:

$$\frac{Y}{\eta_h} = \frac{g \cdot H}{\eta_h} = u_2^2 \cdot \left(\kappa - \frac{\phi}{\tan \beta_2} \right) \quad (2.9)$$

Kde β_2 je úhel výstupu lopatky, κ je korekční faktor a η_h je hydraulická účinnost.

Velikost hydraulické účinnosti určujeme jako:

$$\eta_h = \sqrt{\eta} - (0,02 \div 0,04) \quad (2.10)$$

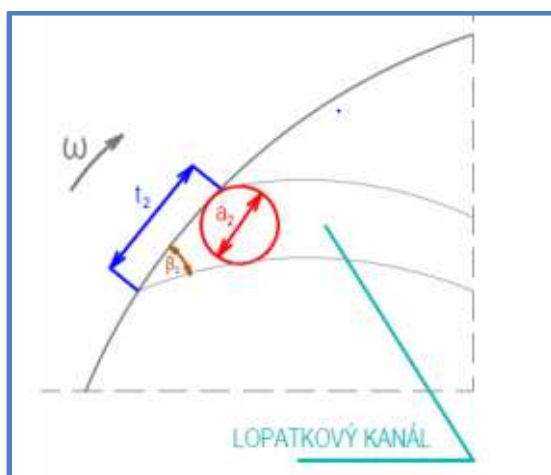
- 0,02 – malá oběžná kola
- 0,04 – velká oběžná kola

Hodnotu účinnosti η určujeme obvykle pomocí grafu, viz příloha 1.

Pro přepočet na konečný počet lopatek a určení korekční faktoru existuje mnoho metod korekcí: Stodolova, Pfleidererova, Waisserova a další.

Stodolova korekce

Jedna z nejstarších (1922), dnes již většinou nepoužívaných metod. Pro určení korekčního faktoru pomocí této metody nejprve opíšeme kružnici o průměru a_2 do lopatkového kanálu v oblasti výstupu (obr. 2.7) a následně určíme její obvodovou složku rychlosti c_{u2} . [8],[12]



Obr. 2.7 – Stodolova korekce [12]

Pokud zanedbáme tloušťku lopatky, lze stanovit hodnotu průměru a_2 jako:

$$a_2 = \sin \beta_2 \cdot t_2 \quad (2.11)$$

Rozdíl obvodových složek absolutních rychlostí potom lze vyjádřit ve tvaru:

$$\Delta c_{u2} = \frac{\sin \beta_2 \cdot t_2}{2} \cdot \omega = \frac{2\pi r_2 \cdot \sin \beta_2 \cdot \omega}{2 \cdot z} \quad (2.12)$$

Z Eulerovy rovnice víme, že:

$$\frac{gH}{\eta_h} = u_2 \cdot (c_{u2\infty} - \Delta c_{u2}) \quad (2.13)$$

Dalšími úpravami rovnic (2.12) a (2.13) jsme schopni získat vztah pro Stodolovu korekci:

$$\kappa = 1 - \frac{\pi \cdot \sin \beta_2}{z} \quad (2.14)$$

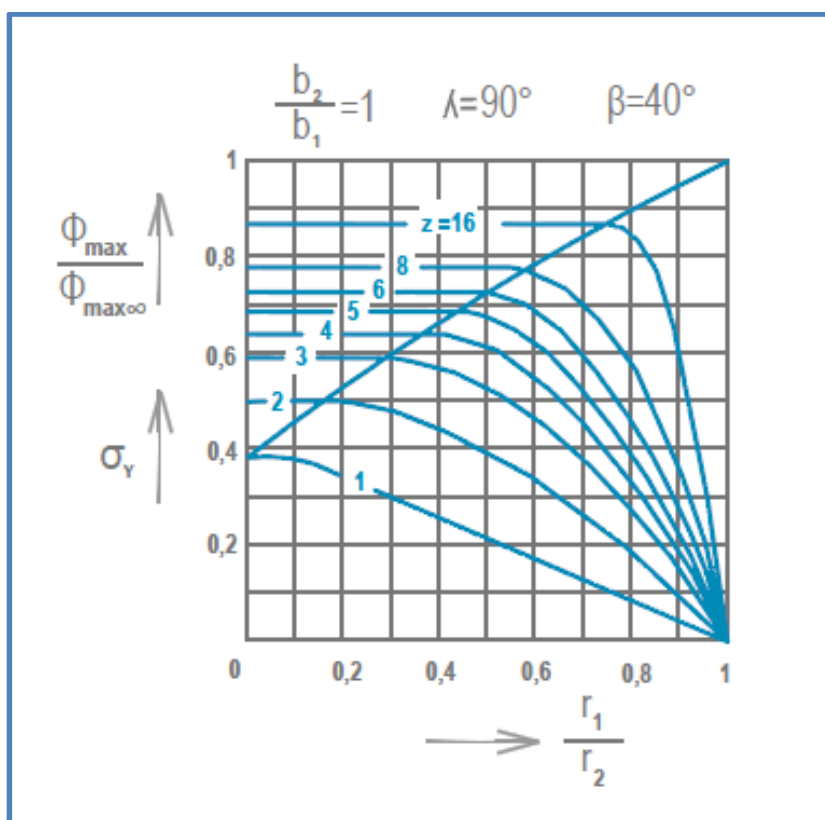
Hodnota korekčního součinitele podle Stodoly tedy závisí na počtu lopatek z a velikosti úhlu lopatky β_2 .

Waisserova korekce

Jedna z relativně novějších metod (1976). Korekční faktor podle Waissera je získán ze statistiky. Waisser vycházel z v té době již známých Busemannových diagramů, které doplňoval jednotlivými rovnicemi. Waisserova korekce opět závisí na počtu lopatek z a výstupním úhlu β_2 . Můžeme ji použít v oblasti od 3 do 16 lopatek, při výstupním úhlu lopatky β_2 od 15° do 35° . [8],[12]

$$\kappa = 1,01 - \frac{0,395 + 0,457 \cdot \sin \beta_2}{\sqrt{z}} \quad (2.15)$$

$$Y_{th,w} = \kappa \cdot u_2^2 - u_2 \cdot \frac{\phi}{\tan \beta_2} \quad (2.16)$$



Obr. 2.8 – Busemannův diagram [12]

2.4. Charakteristika čerpadel

Pod pojmem charakteristika čerpadla rozumíme závislost specifické energie na průtoku čerpadla. Je to základní graf, z něhož můžeme zjistit nejdůležitější vlastnosti čerpadel. Níže jsou popisovány ty části charakteristik, kde čerpadlo pracuje v *čerpadlovém režimu*. Tedy v prvním kvadrantu celkové charakteristiky. Čerpadlo může dále pracovat také v *turbínovém režimu* nebo jako *brzda*. [7]

2.4.1. Teoretická charakteristika čerpadla [1], [8]

Pro ideální kapalinu, proudění bez ztrát a nekonečný počet lopatek zavádíme pojem teoretická charakteristika, kde:

$$Y_{th\infty} = f(Q) \quad (2.17)$$

Tvar teoretické charakteristiky zjistíme úpravou rovnice (2.8). Eulerovu rovnici pro teoretickou měrnou energii můžeme rozepsat na dvě části, jako rozdíl teoretické měrné energie na vstupu a výstupu z čerpadla:

$$Y_{th,z=\infty} = Y_{th2,z=\infty} - Y_{th1,z=\infty} \quad (2.18)$$

Kde:

$$Y_{th1,z=\infty} = u_1^2 \cdot \left(1 - \frac{\phi_1}{tg\beta_1}\right) \quad (2.19)$$

$$Y_{th2,z=\infty} = u_2^2 \cdot \left(1 - \frac{\phi_2}{tg\beta_2}\right) \quad (2.20)$$

Průtok čerpadlem Q můžeme vyjádřit pomocí meridiální rychlosti v oběžném kole c_{m2} ve tvaru:

$$Q = 2\pi r b c_m \quad (2.21)$$

Pro dané kolo, jehož charakteristiku sledujeme, platí tedy rovnice:

$$c_{m1} = K_1 Q; \quad c_{m2} = K_2 Q \quad (2.22)$$

Kde K je konstanta:

$$K_1 = \frac{1}{2\pi r_1 b_1}; \quad K_2 = \frac{1}{2\pi r_2 b_2} \quad (2.23)$$

Pokud je pro dané oběžné kolo konstantní unášivá rychlost u a úhel lopatky β , můžeme potom rovnici zapsat jako rovnici přímky pomocí konstant A a B , kde A je koeficient přímky a B je směrnice přímky:

$$Y_{th1,z=\infty} = A_1 - B_1 Q \quad (2.24)$$

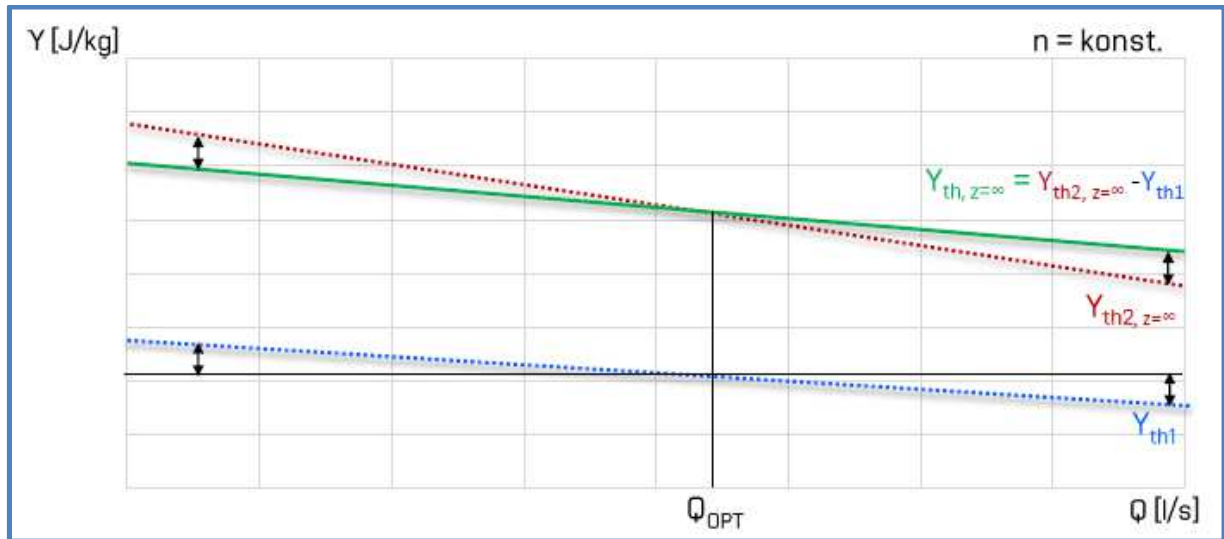
$$Y_{th2,z=\infty} = A_2 - B_2 Q \quad (2.25)$$

Kde:

$$A_1 = u_1^2; \quad A_2 = u_2^2 \quad (2.26)$$

$$B_1 = \frac{u_1}{tg\beta_1} \cdot K_1; \quad B_2 = \frac{u_2}{tg\beta_2} \cdot K_2 \quad (2.27)$$

Po dosazení do těchto rovnic jsme schopni sestavit teoretickou charakteristiku čerpadla $Y_{th,z=\infty}$ (zelená křivka v grafu). Uvažujeme nekonečně hustou lopatkovou mříž, ideální kapalinu a proudění bez ztrát.

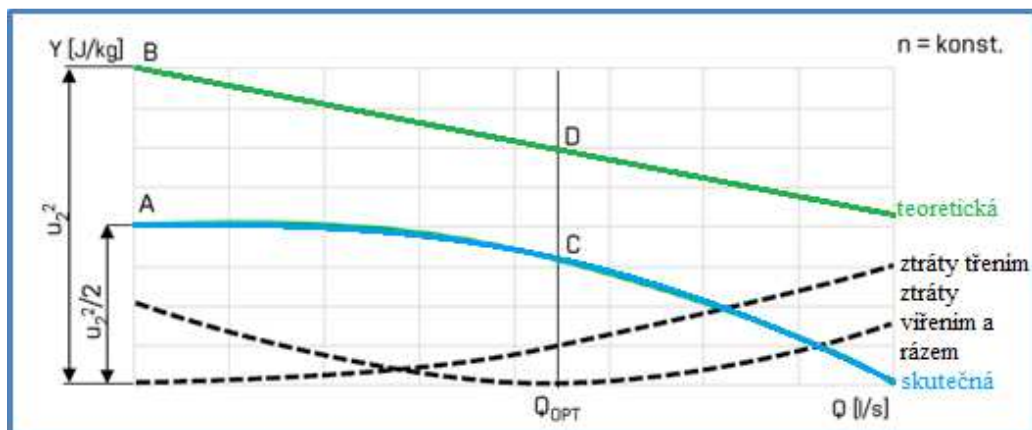


Obr. 2.9 – Teoretická charakteristika čerpadla [11]

2.4.2. Skutečná charakteristika čerpadla

Pro sestavení skutečné charakteristiky čerpadla musíme vzít v úvahu vliv konečného počtu lopatek, popsaného v kapitole 2.3.1. a vliv viskozity kapaliny, která způsobuje ztráty vlivem vnitřního tření. Při práci s reálnými kapalinami vznikají v čerpadle odpory (ztráty třením, vířením a rázem), které se projeví snížením měrné energie čerpadla při současném zvýšení příkonu. Problematikou proudění reálné tekutiny se zabývají Navier-Stokesovy rovnice.

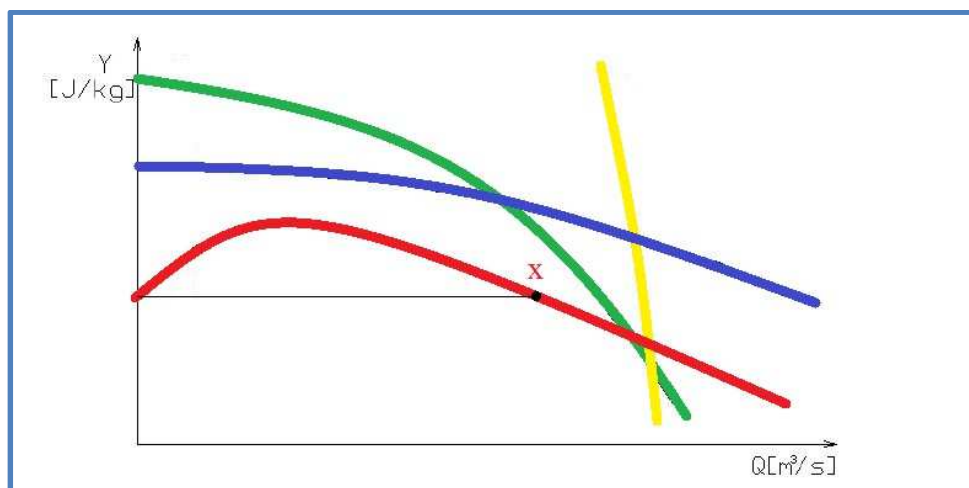
Sestrojení reálné charakteristiky na základě těchto rovnic je však nesmírně složité. Proto se reálná charakteristika čerpadla určuje převážně na základě měření prováděných v laboratořích. [1]



Obr. 2.10 – Skutečná charakteristika čerpadla [11]

2.4.3. Základní typy charakteristik čerpadel

Každá charakteristika je pro dané čerpadlo odlišná z hlediska základních tvarů charakteristik, však rozlišuje základní čtyři druhy, viz obr 2.10.



Obr. 2.11 – Druhy charakteristik čerpadel (upraveno dle [9])

Modrou barvou je znázorněna takzvaná *měkká charakteristika*, která se vyznačuje malou změnou energie při různých průtocích.

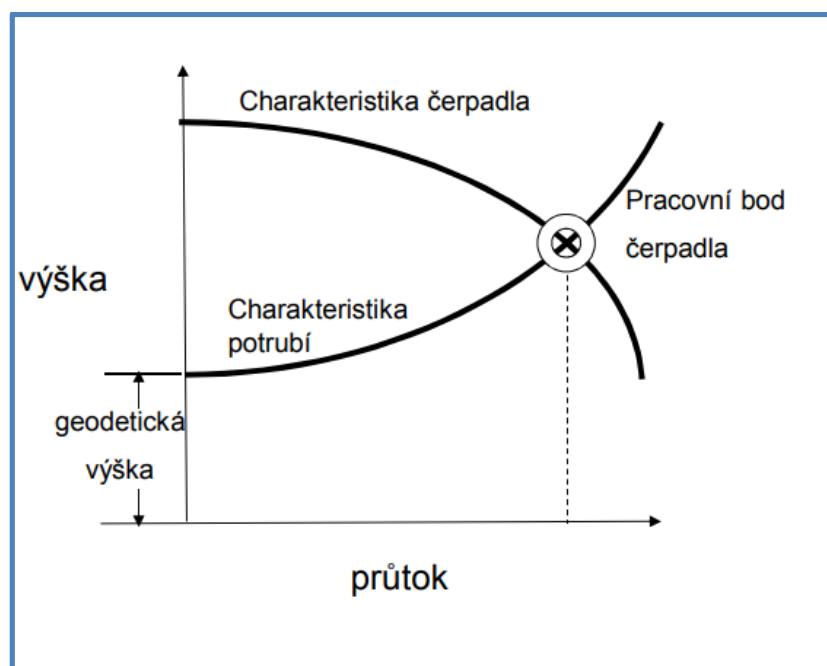
Křivka žluté barvy zastupuje *tvrdou charakteristiku*. Při takovéto charakteristice dochází k malým změnám průtoku při velkých změnách energie. Tato charakteristika se často vyskytuje u objemových čerpadel. [9]

Zelenou barvou je znázorněna *stabilní charakteristika* při takovémto průběhu může čerpadlo pracovat při celém rozsahu průtoků. Je to nejčastěji vyžadovaná charakteristika. Maximální energie je v závěrném bodě ($Q=0$).

Poslední, červeně značenou charakteristikou, je *nestabilní charakteristika*. Maximum této charakteristiky neleží v závěrném bodě, ale před ním. To má za následek, že čerpadlo má pro jednu výšku dva možné průtoky. V této oblasti se čerpadlo nesmí provozovat, protože dochází k pulzacím a rázům, jež mohou mít za následek nevratné poškození. Čerpadla s takovouto charakteristikou se provozují až od bodu X. [13]

2.4.4. Pracovní bod čerpadla

Sestrojení charakteristik čerpadla v praxi používáme zejména k nalezení pracovního bodu čerpadla. Pracovní bod je průsečík charakteristiky čerpadla s charakteristikou potrubí, viz obr. 2.10.



Obr. 2.12 – Pracovní bod [14]

Pracovní bod je možné regulovat:

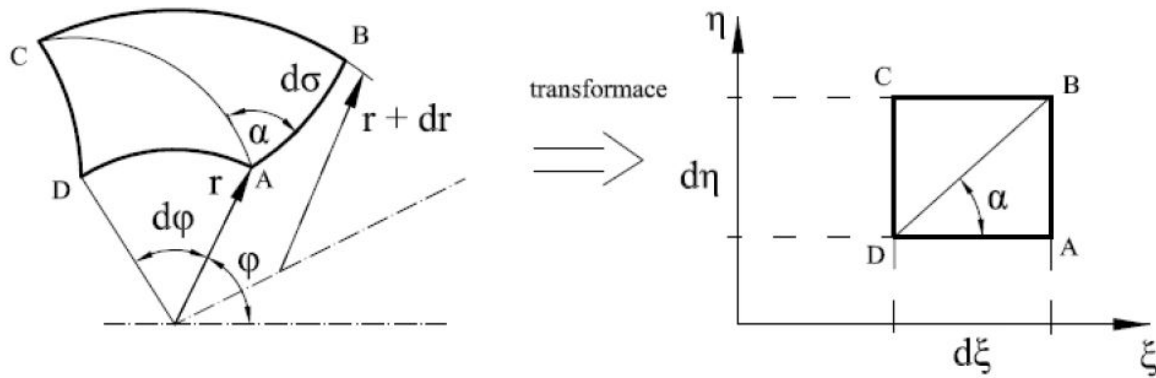
- škrcením - škrticí ventil
- změnou otáček - frekvenční měnič
- obtokem

3. NÁVRH LOPATKY

Lopatky jsou nejdůležitější součástí vodních turbín a hydrodynamických čerpadel. Díky nim dochází k předávání či přijímání energie od kapaliny. Určují velikosti a směry rychlostí v kapalině v kanálu oběžného kola. Jelikož jsou lopatky čerpadel a turbín složitě zobrazitelné plochy používá pro lepší ilustraci takzvaná konformní transformace.

3.1. Konformní zobrazení [8]

Princip konformní transformace je převedení proudové plochy \overline{S} do Gaussovy roviny s označením $\varepsilon = \xi + i\eta$. Křivková (meridiánová) souřadnice σ na proudové ploše S přechází do směru osy ξ v Gaussově rovině ε a obvodová (úhlová) souřadnice $r \cdot \varphi$ na proudové ploše S přechází do směru osy $i\eta$ viz obr. 3.1.



Obr. 3.1 – Schéma konformní transformace [15]

Základním předpokladem při konformním zobrazení je zachování úhlů trojúhelníku, tedy trojúhelníková podobnost. Úhel α je tedy v obou rovinách stejný a musí pro něj platit rovnice:

$$\operatorname{tg} \alpha = \frac{d\eta}{d\xi} = \frac{(r+dr) \cdot d\varphi}{d\sigma} = \frac{r \cdot d\varphi + dr \cdot d\varphi}{d\sigma} = \frac{r \cdot d\varphi}{d\sigma} \quad (3.1)$$

Člen $dr \cdot d\varphi$ je nekonečně malý, proto jej zanedbáváme. Při konformním zobrazení platí dále zachování poměrů elementárních délek, souřadnice η musí být lineární funkcí φ .

$$\frac{d\eta}{d\varphi} = k \quad (3.2)$$

Z rovnice 3.1 a 3.2 tedy vyplývá:

$$\frac{d\eta}{d\xi} = \frac{r \cdot d\varphi}{d\sigma}; \quad \frac{d\eta}{d\varphi} = k = \frac{r \cdot d\xi}{d\sigma} \quad (3.3)$$

$$k \frac{d\sigma}{r} = d\xi \quad (3.4)$$

Rovnici 3.4 zintegrujeme:

$$\xi = k \cdot \int_{\sigma_0}^{\sigma} \frac{d\sigma}{r} \quad (3.5)$$

Konstantu k určujeme z polohy profilů rozmístěných rovnoměrně na proudové ploše S , úhel mezi těmito lopatkami můžeme stanovit jako:

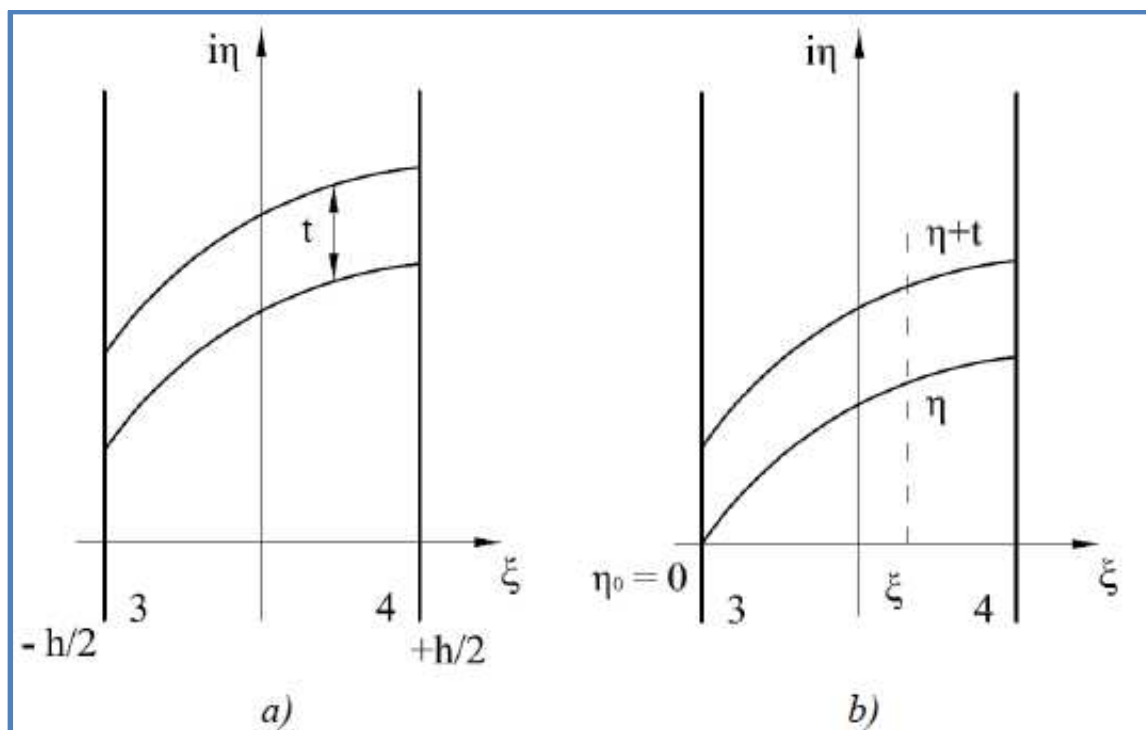
$$\Delta\varphi = \frac{2\pi}{z} \quad (3.6)$$

Kde z je počet lopatek. Úpravou a zintegrováním rovnice 3.2 dostaneme souřadnici lopatky ve tvaru:

$$\eta = k \cdot \varphi + k_1 \quad (3.7)$$

Souřadnici sousedící lopatky (obr. 3.2) vzdálené o rozteč t potom můžeme zapsat jako:

$$\eta + t = k \cdot \left(\varphi + \frac{2\pi}{z}\right) + k_1 \quad (3.8)$$



Obr. 3.2 – Konformní zobrazení a) obecný případ b) $\eta = \eta_0 = 0$ [15]

Odečtením rovnic 3.7 a 3.8 získáme hodnotu konstanty k .

$$t = k \cdot \frac{2 \cdot \pi}{z} \rightarrow k = \frac{z \cdot t}{2 \cdot \pi} \quad (3.9)$$

Pro určení integrační konstanty k_I vycházíme z předpokladu, že náběžná hrana je umístěna tak, že má souřadnici $\varphi_I=0$ a tím pádem $\eta_I=0$. Dosazením těchto hodnot do rovnice 3.7 zjistíme, že hodnota integrační konstanty $k_I=0$. Rovnice pro určení souřadnice má potom tedy tvar:

$$\eta = \frac{z \cdot t}{2 \cdot \pi} \cdot \varphi \quad (3.10)$$

Pokud uvažujeme přímou lopatkovou mříž, umístěnou, jak je zobrazeno na obr. 3.2, můžeme zavést okrajové podmínky ve tvaru $\sigma=\sigma_I$ a $\xi=\xi_I=h/2$, kde hodnota h je hloubka mříže. Tyto okrajové podmínky dosadíme do rovnice 3.5.

$$-\frac{h}{2} = k \cdot \int_{\sigma}^{\sigma_I} \frac{d\sigma}{r} + k_2 \rightarrow k_2 = -k \cdot \int_{\sigma}^{\sigma_I} \frac{d\sigma}{r} - \frac{h}{2} \quad (3.11)$$

Dalším krokem je dosazení určených konstant k a k_2 do rovnice 3.5. Získáme rovnici pro souřadnici ξ ve tvaru:

$$\xi = k \cdot \int_{\sigma}^{\sigma_I} \frac{d\sigma}{r} - k \cdot \int_{\sigma}^{\sigma_I} \frac{d\sigma}{r} - \frac{h}{2} = \frac{z \cdot t}{2 \cdot \pi} \cdot \int_{\sigma_1}^{\sigma} \frac{d\sigma}{r} - \frac{h}{2} \quad (3.12)$$

Nyní dosadíme za souřadnici ξ veličinu odpovídající hodnotě na druhém konci lopatky, tedy $+h/2$ (viz obr 3.2).

$$\frac{h}{2} = \xi_2 = \frac{z \cdot t}{2 \cdot \pi} \cdot \int_{\sigma_1}^{\sigma_2} \frac{d\sigma}{r} - \frac{h}{2} \quad (3.13)$$

Integrál v rovnici 3.13 je konstanta mříže.

$$a = \int_{\sigma_1}^{\sigma_2} \frac{d\sigma}{r(\sigma)} \quad (3.14)$$

Úpravou rovnice 3.13 a dosazením rovnice 3.14 dostáváme tvar:

$$h = \frac{z \cdot t}{2 \cdot \pi} \cdot a \quad (3.15)$$

Dosazením do rovnice 3.9 dostaneme novou hodnotu konstanty k :

$$k = \frac{z \cdot t}{2 \cdot \pi} = \frac{h}{a} \quad (3.16)$$

Nově určenou konstantu k dosadíme do rovnice 3.12 a následnou úpravou dostaneme výsledný tvar rovnice pro výpočet souřadnice ξ ve tvaru:

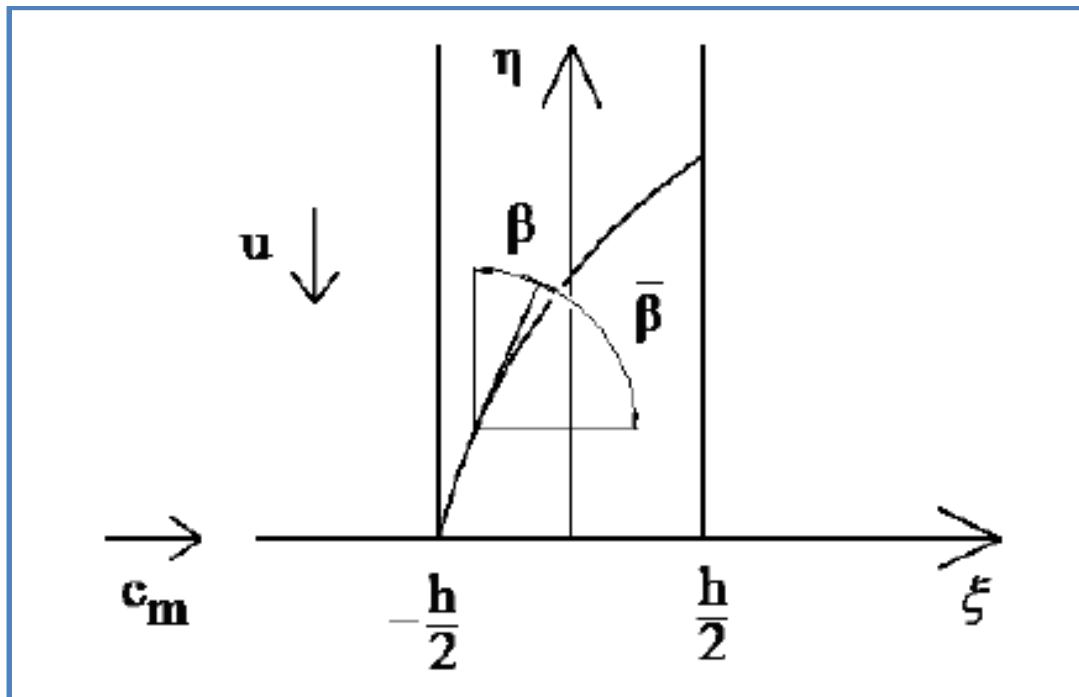
$$\xi = h \cdot \left(\frac{1}{a} \cdot \int_{\sigma_1}^{\sigma} \frac{d\sigma}{r} - \frac{1}{2} \right) \quad (3.17)$$

Následně dosadíme konstantu k do rovnice 3.10 a dostaneme výsledný tvar pro výpočet souřadnice η .

$$\eta = \frac{h}{a} \cdot \varphi \quad (3.18)$$

3.1.1. Lineární změna $\tan \bar{\beta}$

Pokud nám to daná situace dovolí, upřednostňujeme při návrhu lopatky metodu lineární změny $\tan \bar{\beta}$. Tato metoda je nejen snazší, ale také dosahujeme lepších tvarů lopatky s nejlepšími hydraulickými vlastnostmi. Nevýhodou této metody je, že délky lopatky jsou pevně dané. Proto někdy musíme použít kvadratickou metodu přírůstku $\tan \bar{\beta}$. V této metodě vycházíme z předpokladu, že úhly kapaliny se rovnají úhlům lopatek. $\bar{\beta}$ je doplňkový úhel lopatky a určuje se jako $\frac{\pi}{2} - \beta$.



Obr. 3.3 – Konformní zobrazení [8]

Z obrázku vyplívá, že:

$$tg\bar{\beta} = \frac{d\eta}{d\xi} \rightarrow d\eta = tg\bar{\beta} \cdot d\xi \quad (3.19)$$

Jelikož se jedná o lineární změnu, můžeme $tg\bar{\beta}$ přepsat do rovnice přímky:

$$tg\bar{\beta} = k \cdot \xi + q \quad (3.20)$$

Dosazením do rovnice 3.19 a následnou integrací získáváme tvar:

$$\eta = k \cdot \frac{\xi^2}{2} + q\xi + c \quad (3.21)$$

Integrační konstantu c lze určit dosazením okrajových podmínek (viz obr. 3.3), $\xi = -h/2$ (pro $\eta = \eta_0$).

$$c = \eta_0 - k \cdot \frac{\left(\frac{h}{2}\right)^2}{2} + q \frac{h}{2} \quad (3.22)$$

Dalším krokem je dosazení okrajových podmínek $\xi = -h/2$ a $\xi = h/2$ (viz obr. 3.3) do rovnice 3.20.

$$tg\bar{\beta}_1 = -k \cdot \frac{h}{2} + q \quad (3.23)$$

$$tg\bar{\beta}_2 = k \cdot \frac{h}{2} + q \quad (3.24)$$

Nyní lze z rovnic 3.23 a 3.24 sečíst a vyjádřit konstanty k a q .

$$k = \frac{1}{h} \cdot (tg\bar{\beta}_2 - tg\bar{\beta}_1) \quad (3.25)$$

$$q = \frac{tg\bar{\beta}_1 + tg\bar{\beta}_2}{2} \quad (3.26)$$

Nyní jsou tedy určeny všechny potřebné konstanty (rovnice 3.22, rovnice 3.25 a 3.26), které lze dosadit do rovnice pro výpočet souřadnice η (rovnice 3.19).

$$\eta = \frac{1}{h} \cdot (tg\bar{\beta}_2 - tg\bar{\beta}_1) \cdot \frac{\xi^2}{2} + \frac{tg\bar{\beta}_1 + tg\bar{\beta}_2}{2} \xi + \eta_0 - \frac{1}{h} \cdot (tg\bar{\beta}_2 - tg\bar{\beta}_1) \cdot \frac{\left(\frac{h}{2}\right)^2}{2} + q \frac{h}{2} \quad (3.27)$$

3.1.2. Kvadratická změna $tg\bar{\beta}$

Jak již bylo zmíněno v předchozí kapitole, v některých případech (jako byl i případ této diplomové práce) nelze využít metody lineární změny $tg\bar{\beta}$ a jsme tedy nuceni využít metody kvadratické změny $tg\bar{\beta}$. U této metody není pevně stanovena délka lopatky. Závislost délky lopatky je kvadratická.

Stejně jako u lineární změny musí dle obrázku 3.3 platit rovnice:

$$tg\bar{\beta} = \frac{d\eta}{d\xi} \rightarrow d\eta = tg\bar{\beta} \cdot d\xi \quad (3.28)$$

Jak již říká název této metody, jedná se o kvadratickou změnu $tg\bar{\beta}$. Můžeme tedy napsat rovnici ve tvaru:

$$tg\bar{\beta} = a\xi^2 + b\xi + c \quad (3.29)$$

Dalším krokem je dosazení rovnice 3.29 do rovnice 3.28.

$$\int_{\eta_0}^{\eta} d\eta = \int_{-\frac{h}{2}}^{\xi} (a\xi^2 + b\xi + c) \cdot d\xi \quad (3.30)$$

Integrací této rovnice dostáváme rovnici pro tvar lopatky:

$$\eta = a \left(\frac{\xi^3}{3} + \frac{h^3}{24} \right) + b \left(\frac{\xi^2}{2} + \frac{h^2}{8} \right) + c \left(\xi + \frac{h}{2} \right) + \eta_0 \quad (3.31)$$

Nyní je třeba určit konstanty a, b, c . Do rovnice 3.29 dosadíme tedy okrajové podmínky $\xi = -h/2$ a $\xi = h/2$, obdobně jako tomu bylo v předcházející kapitole. Dostane soustavu dvou rovnic:

$$tg\bar{\beta}_1 = a \frac{h^2}{4} - b \frac{h}{2} + c \quad (3.32)$$

$$tg\bar{\beta}_2 = a \frac{h^2}{4} + b \frac{h}{2} + c \quad (3.33)$$

Tyto rovnice opět sečteme a odečteme, čímž dostaneme rovnice ve tvaru:

$$b = \frac{tg\bar{\beta}_2 - tg\bar{\beta}_1}{2} \quad (3.34)$$

$$tg\bar{\beta}_1 + tg\bar{\beta}_2 = a \frac{h^2}{2} + 2c \quad (3.35)$$

Máme tedy soustavu dvou rovnic o třech neznámých a, b, c . Výhodou metody kvadratické změny $tg\bar{\beta}$ je možnost volby úhlu opásání φ_{max} tedy η_{max} . $\eta = \eta_{max}$ pro hodnotu $\xi = h/2$. Tuto okrajovou podmínku dosadíme do rovnice 3.31 a upravíme do tvaru:

$$\eta_{max} = a \left(\frac{h^3}{12} \right) + bh + \eta_0 \quad (3.36)$$

Rovnice 3.35 a rovnice 3.36 tvoří novou sestavu dvou rovnic o dvou neznámých konstantách a a c . Úpravou této soustavy pro $\eta_0 = 0$ dostaneme rovnice pro obě konstanty ve tvaru:

$$a = 3 \frac{tg\bar{\beta}_1 + tg\bar{\beta}_2}{h^2} - 6 \frac{\eta_{max}}{h^3} \quad (3.37)$$

$$c = \frac{\frac{3}{2}\eta_{max} - \frac{h}{4}(tg\bar{\beta}_1 + tg\bar{\beta}_2)}{h} \quad (3.38)$$

Nyní jsou určeny všechny rovnice pro potřebné konstanty a (3.34), b (3.34), c (3.38), které můžeme dosadit do obecné rovnice pro tvar přímky (3.31) a dostaneme finální podobu rovnice pro tvar lopatky.

$$\eta = \left(3 \frac{tg\bar{\beta}_1 + tg\bar{\beta}_2}{h^2} - 6 \frac{\eta_{max}}{h^3} \right) \cdot \left(\frac{\xi^3}{3} + \frac{h^3}{24} \right) + \frac{tg\bar{\beta}_2 - tg\bar{\beta}_1}{2} \cdot \left(\frac{\xi^2}{2} + \frac{h^2}{8} \right) + \left(\frac{\frac{3}{2}\eta_{max} - \frac{h}{4}(tg\bar{\beta}_1 + tg\bar{\beta}_2)}{h} \right) \cdot \left(\xi + \frac{h}{2} \right) + \eta_0 \quad (3.31)$$

4. NÁVRH OBĚŽNÉHO KOLA – JEDEN NÁVRHOVÝ BOD

Tato kapitola diplomové práce popisuje postup pro klasický návrh oběžného kola čerpadla, kdy jsou oba disky (jak nosný, tak krycí) navrhovány na jeden návrhový bod. Nejdříve je navržena základní geometrie oběžného kola a určeny potřebné hodnoty vstupních a výstupních rychlostí a úhlů v kanále oběžného kola. Na základě těchto hodnot je pak navrhnut tvar oběžného kola a lopatky v meridiálním řezu, který je později převeden, vypočítán a vyhodnocen pomocí *CFD* („*Computer Fluid Dynamics*“ - počítačová dynamika tekutin). Jak již název napovídá, jedná se o numerickou simulaci proudění kapalin, vycházející z fyzikálních vlastností kapalin. Jedná se o zákony zachování energie, hybnosti a hmoty. Můžeme tedy říci, že *CFD* je numerická simulace proudění na základě rovnice kontinuity, rovnice hybnosti a rovnic pro přenos energie (Navier-Stokesovy rovnice). Navier-Stokesovy rovnice jsou doplněny o vztahy popisující termodynamické vlastnosti kapalin. V případě turbulentního proudění mají tyto rovnice označení *RANS* („*Reynolds Average Navier-Stokes*“) [11]. Největší výhodou *CFD* je možnost ověření výsledků návrhu bez nutnosti měření na zkušebně, kdy bychom museli daný hydraulický prvek vyrábět a následně proměřovat na měřicí trati, což je jak finančně, tak časově velmi nákladné. *CFD* nám také umožňuje případné „úpravy“ geometrie na navrhovaném modelu, které jsou bezesporu snáze proveditelné pomocí počítačového softwaru, než úpravy na skutečném fyzickém modelu. V praxi je však nejlepší výsledky *CFD* pro daný finální návrh hydraulického prvku vždy zpětně ověřit na zkušebně.

4.1. Určení základních parametrů [8]

Oběžné kolo pro jeden návrhový bod bylo navrhováno na zadané parametry:

- Dopravní výška: $H = 50 \text{ m}$
- Otáčky: $n = 2900 \text{ min}^{-1}$
- Specifické otáčky: $n_s = 175 \text{ min}^{-1}$
- Počet lopatek: $z = 6$
- Tloušťka lopatky: $\Delta = 4 \text{ mm}$
- Průměr vstupního potrubí: $D = 0,08 \text{ m}$
- Průměr výstupního potrubí: $d = 0,036 \text{ m}$

Schéma trati s čerpadlem je znázorněné na obrázku 2.3.

Prvním krokem je určení průtoku ze zadaných parametrů. Průtok vyjádříme z rovnice pro specifické otáčky:

$$n_s = 3,65 \cdot \frac{n}{\sqrt{H}} \cdot \sqrt{\frac{Q}{\sqrt{H}}} \quad (4.1)$$

$$Q = \left(\frac{n_s}{3,65 \cdot \frac{n}{\sqrt{H}}} \right)^2 \cdot \sqrt{H} = \left(\frac{\frac{175}{60}}{3,65 \cdot \frac{60}{\sqrt{50}}} \right)^2 \cdot \sqrt{50} \cong 0,0966 \frac{\text{m}^3}{\text{s}} = 96,6 \frac{\text{l}}{\text{s}} \quad (4.2)$$

Pokud známe průtok a jmenovité otáčky, jsme schopni z grafu (viz příloha 1) určit celkovou účinnost čerpadla. Odečtená celková účinnost pro je $\eta = 84\%$. Hydraulická účinnost je dána vztahem:

$$\eta_h = \sqrt{\eta} - 0,03 = \sqrt{0,84} - 0,03 \cong 0,885 = 88,5\% \quad (4.3)$$

Dalším krokem je výpočet statistické konstanty.

$$k = -0,001809 + 0,001213 \cdot n_s - 1,8 \cdot 10^{-6} \cdot n_s^2 = -0,001809 + 0,001213 \cdot 175 - 1,8 \cdot 10^{-6} \cdot 175^2 \cong 0,155 \quad (4.4)$$

Nyní můžeme dopočítat velikost meridiální rychlost na výstupu.

$$c_{m2} = k\sqrt{2gH} = 0,155\sqrt{2 \cdot 9,81 \cdot 50} \cong 4,865 \frac{\text{m}}{\text{s}} \quad (4.5)$$

Nyní zavedeme *Waisserovu korekci* pro konečný počet lopat (viz kapitola 2.3.1, vzorec 2.15). Výstupní úhel β_2 byl zvolen 29° .

$$\kappa = 1,01 - \frac{0,395 + 0,457 \cdot \sin \beta_2}{\sqrt{z}} = 1,01 - \frac{0,395 + 0,457 \cdot \sin 29^\circ}{\sqrt{6}} \cong 0,758 \quad (4.6)$$

Následně určíme unášivou složku rychlosti na výstupu z rovnice:

$$\kappa \cdot u_2^2 - \frac{c_{m2}}{\tan \beta_2} \cdot u_2 - \frac{gH}{\eta_h} = 0 \quad (4.7)$$

$$\rightarrow u_2 = \frac{\frac{c_{m2}}{\tan \beta_2} \pm \sqrt{\left(\frac{c_{m2}}{\tan \beta_2}\right)^2 - 4\kappa \left(-\frac{gH}{\eta_h}\right)}}{2\kappa} = \frac{\frac{4,865}{\tan 29^\circ} \pm \sqrt{\left(\frac{4,865}{\tan 29^\circ}\right)^2 - 4 \cdot 0,155 \cdot \left(-\frac{9,81 \cdot 50}{0,885}\right)}}{2 \cdot 0,155} \cong 33,443 \frac{\text{m}}{\text{s}} \quad (4.8)$$

Na základě vypočítané rychlosti je možné určit průměr oběžného kola:

$$u_2 = 2 \cdot \pi \cdot n \cdot r_2 \rightarrow r_2 = \frac{u_2}{2 \cdot \pi \cdot n} = \frac{33,443}{2 \cdot \pi \cdot \frac{2900}{60}} = 0,1105 \text{ m} \rightarrow D_2 = 221 \text{ mm} \quad (4.9)$$

Dalším krokem je určení šířky kanálu na výstupu z oběžného kola. Tu určíme pomocí následující rovnice, kde γ je směrový úhel lopatky a jeho velikost byla zvolena 20° .

$$b_2 = \frac{Q}{c_{m2} \cdot \left(2\pi r_2 - \frac{z \cdot \Delta}{\sin \beta_2} \cdot \frac{1}{\cos \gamma}\right)} = \frac{0,0966}{4,865 \cdot \left(2\pi \cdot 0,1105 - \frac{6 \cdot 0,004}{\sin 29^\circ} \cdot \frac{1}{\cos 20^\circ}\right)} \cong 0,031 \text{ m} = 31 \text{ mm} \quad (4.10)$$

Nyní jsou určeny všechny potřebné parametry na výstupu z čerpadla a je třeba určit parametry na vstupu. Aby bylo možné určit meridiální složku rychlosti na vstupu do oběžného kola je třeba opět nedříve určit statistickou konstantu. Tvar rovnice závisí na velikosti specifických otáček. Pro tento případ má rovnice následující tvar:

$$k_1 = 0,12 + 0,5617 \cdot (8,23723 \cdot 10^{-4} \cdot n_s - 0,041)^{0,8} = 0,12 + 0,5617 \cdot (8,23723 \cdot 10^{-4} \cdot 175 - 0,041)^{0,8} \cong 0,2419 \quad (4.11)$$

Dalším krokem je určení meridiální složky rychlosti na vstupu:

$$c_{m1} = k_1 \cdot \sqrt{2gH} = 0,2419 \cdot \sqrt{2 \cdot 9,81 \cdot 50} \cong 6,62 \frac{\text{m}}{\text{s}} \quad (4.12)$$

Dalším krokem je zvolení vhodné velikosti r_l . Čím menší r_l , tím lepší sací schopnost, avšak tím větší riziko kavitace. Na základě zvolené hodnoty r_l lze určit hodnoty unášivé složky rychlosti na vstupu a úhlu β_l , které jsou nutné pro následné určení velikosti šířky kanálu na vstupu do oběžného kola.

$$u_1 = 2 \cdot \pi \cdot n \cdot r_1 = 2 \cdot \pi \cdot \frac{2900}{60} \cdot 0,062 \cong 18,82 \frac{\text{m}}{\text{s}} \quad (4.13)$$

$$\beta_1 = \arctg\left(\frac{c_{m1}}{u_1}\right) \cdot \frac{180}{\pi} = \arctg\left(\frac{6,62}{18,82}\right) \cdot \frac{180}{\pi} \cong 19,37^\circ \quad (4.14)$$

Jelikož požadujeme bezrázový vstup kapaliny na lopatku, můžeme říci, že $c_{m1} = c_1$. Viz kapitola 2.3. Velikost šířky kanálu na vstupu do oběžného kola určíme ze vztahu:

$$b_1 = \frac{Q}{c_1 \cdot \left(2\pi r_1 - \frac{z \cdot \Delta}{\sin \beta_1}\right)} = \frac{0,0966}{6,62 \cdot \left(2\pi \cdot 0,062 - \frac{6 \cdot 0,004}{\sin 19,37^\circ}\right)} \cong 0,048 \text{ m} = 48 \text{ mm} \quad (4.15)$$

Dalším potřebným výpočtem je pevnostní výpočet hřídele. Zadaná hodnota dovoleného smykového napětí hřídele v krutu je $\tau_d = 15 \text{ MPa}$. Aby bylo možné určit minimální průměr

hřídele, musí být nejdříve určena hodnota příkonu, z níž lze stanovit hodnotu krouticího momentu.

$$P = H \cdot \rho \cdot g \cdot Q \cdot \frac{1}{\eta} = 50 \cdot 1000 \cdot 9,81 \cdot 0,0966 \cdot \frac{1}{0,84} \cong 56,4 \text{ kW} \quad (4.16)$$

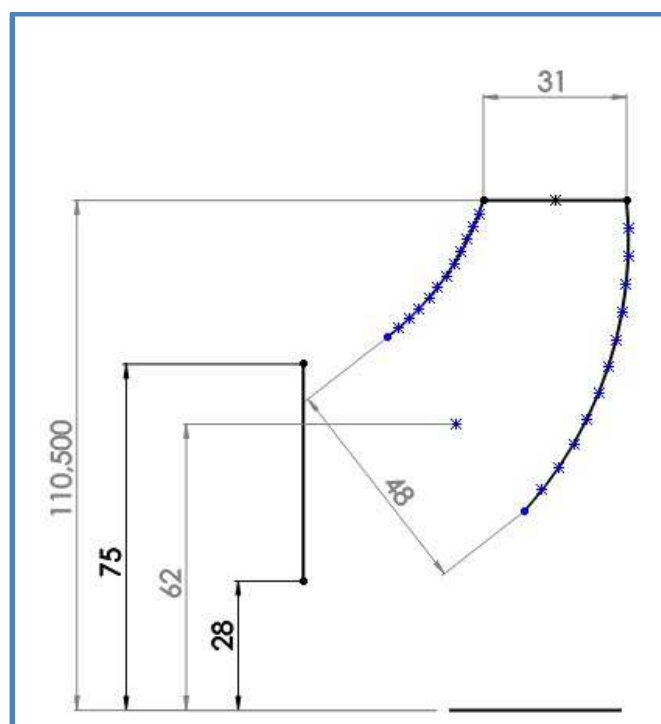
$$M_k = \frac{P}{2 \cdot \pi \cdot n} = \frac{56400}{2 \cdot \pi \cdot \frac{2900}{60}} \cong 185,7 \text{ Nm} \quad (4.17)$$

Z rovnice pro smykové napětí v krutu lze vyjádřit hodnotu minimálního průměru hřídele:

$$d_{sh} = \sqrt[3]{\frac{16 \cdot M_k}{\tau_d \cdot \pi}} = \sqrt[3]{\frac{16 \cdot 185,7}{15000000 \cdot \pi}} \cong 40 \text{ mm} \quad (4.18)$$

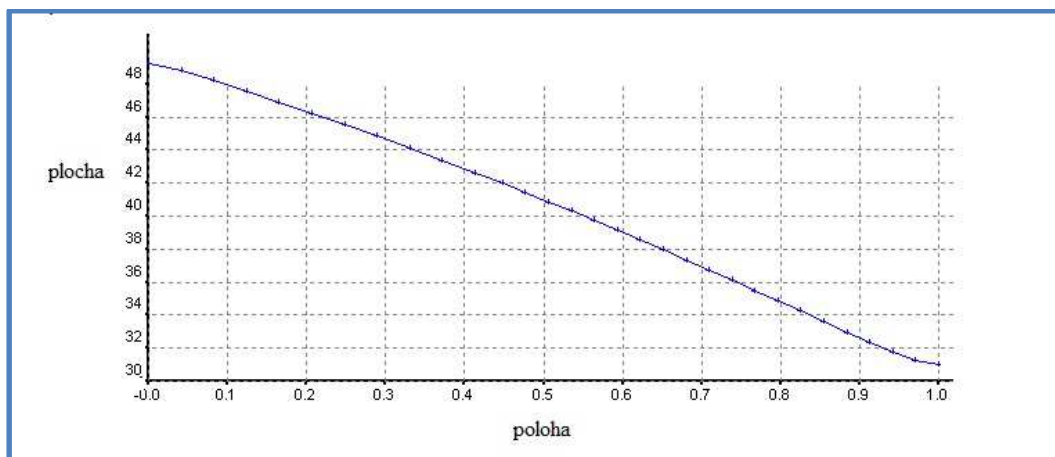
S ohledem na bezpečnost je zvolen průměr hřídele $d_h = 56 \text{ mm}$.

Na základě výše vypočítaných parametrů byl sestrojen meridiální řez oběžného kola. Základní návrh tvaru kanálu oběžného kola proběhl v programu *SolidWorks*.



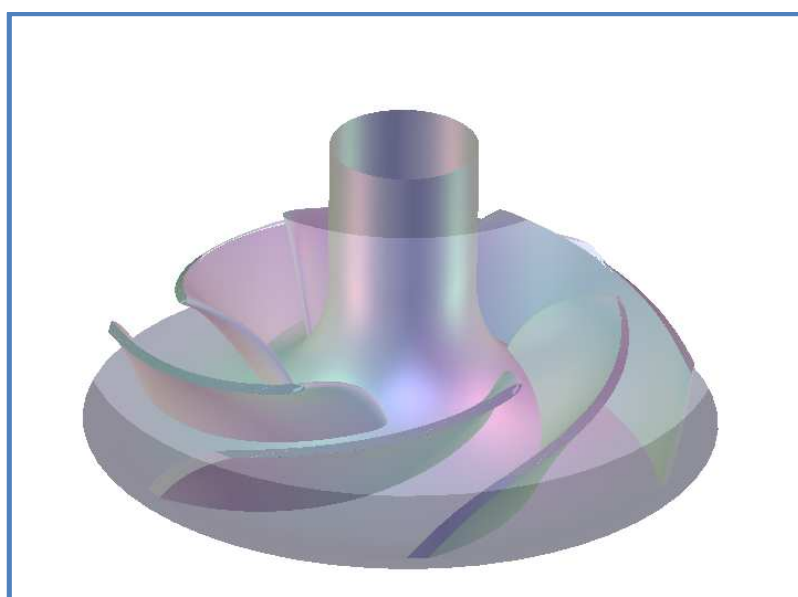
Obr. 4.1 – Meridián oběžného kola 1

Meridán byl sestrojen s požadavkem na lineární změnu plochy (tím pádem i rychlostí). Což bylo později ověřeno pomocí modulu v *ANSYS BladeGen*, viz obrázek 4.2.

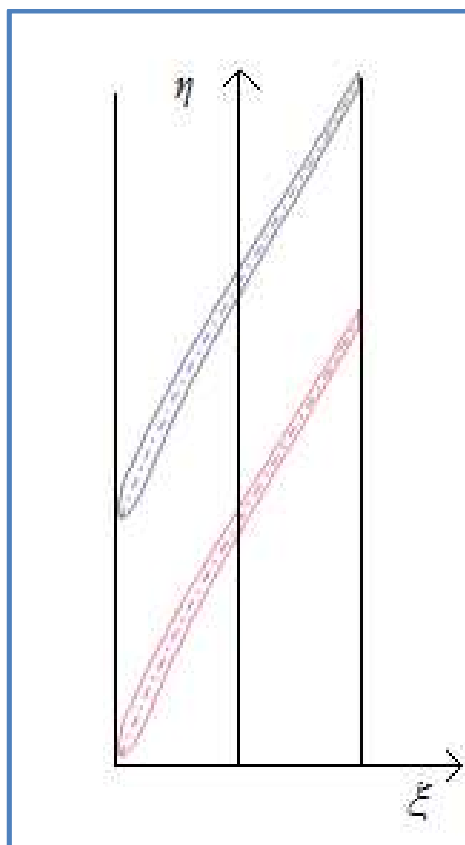


Obr. 4.2 – Lineární změna plochy napříč kanálem oběžného kola 1

Jak lze vidět na obrázku 4.1 krycí i nosný disk byl rozdělen na 12 stejně velkých úseků pomocí bodů, jejichž souřadnice byly zadány do programu *Excel* (elektronická příloha 2) a pomocí těchto souřadnic byla provedena konformní transformace (viz kapitola 3.1). Na základě souřadnic z konformní transformace proběhl první pokus o návrh lopatky, pomocí metody lineární změny $tg\bar{\beta}$ (kapitola 3.1.1). Tato metoda se však ukázala jako nevyhovující a proto byla použita metoda kvadratické změny $tg\bar{\beta}$ (viz kapitola 3.1.2). Dále bylo navrženo prohnutí lopatky o hodnotu 7,8mm, čímž dochází k otevření vstupní části (viz obr. 4.3). Toto prohnutí se postupně zmenšuje zhruba do třetiny délky lopatky, odkud je dále prohnutí nulové. Následně byly všechny vypočítané hodnoty zadány do programu *ANSYS BladeGen*, kdy bylo vytvořeno oběžné kolo čerpadla včetně lopatek (obr. 4.3 a obr. 4.4).



Obr. 4.3 – Oběžné kolo 1

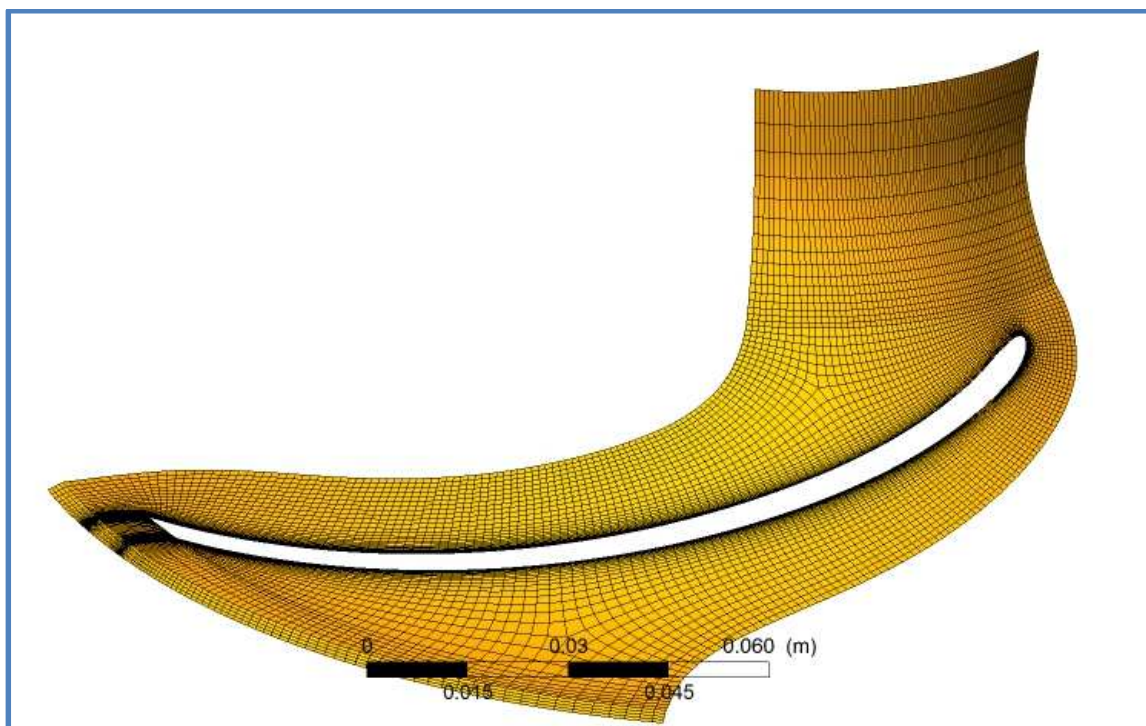


Obr. 4.4 – Lopatky oběžného kola 1 v konformním zobrazení

4.2. Výpočet oběžného kola [16]

4.2.1. Výpočtová síť

Aby bylo možné vypočítat proudění v oběžném kole, je nutné nachystaný model „vysítovat“. K tomuto účelu byl využit další z podprogramů ze skupiny ANSYS, zvaný *TurboGrid*. Je to program sloužící k automatickému vytváření výpočetních sítí pro lopatkové stroje. Velkou výhodou *TurboGridu* je velice intuitivní a rychlé síťování, kdy je třeba nastavit pouze malé množství parametrů, a dostáváme poměrně kvalitní výpočetní síť. Vytvořit například stejně kvalitní síť pomocí klasické tvorby sítě v programu *ANSYS Fluent* by bylo mnohonásobně náročnější. Výsledná síť je zobrazena na obrázku 4.5.



Obr. 4.5 – Výpočtová síť 1

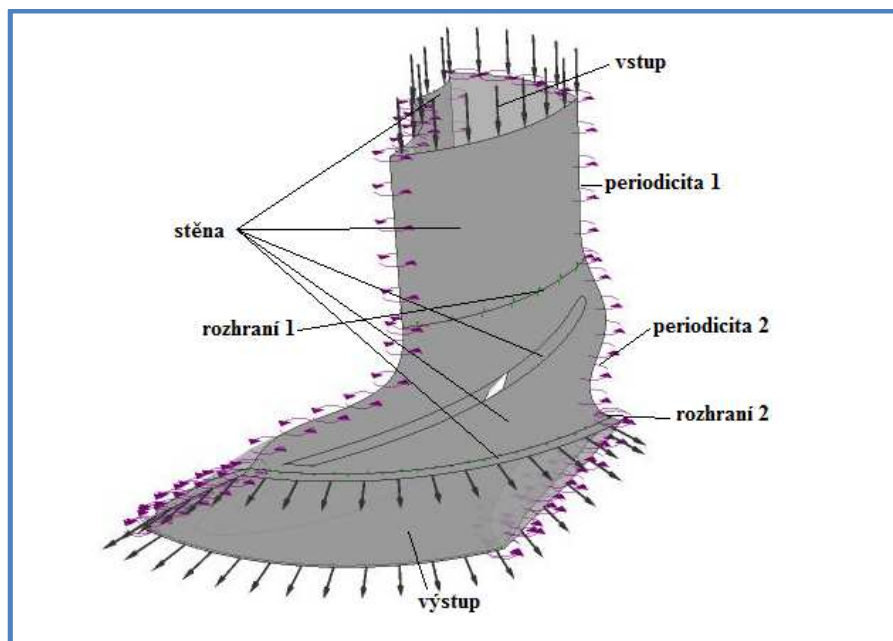
Na obrázku lze vidět, že síť je zjemněna v okolí lopatky a za lopatkou, což je z důvodu ulpívání kapaliny na povrchu lopatky.

4.2.2. Nastavení výpočtu

Výpočet probíhal pomocí modulu *CFX*, který je složen ze tří podprogramů:

- *CFX Pre* - nastavení výpočtu
- *CFX Solver* - výpočet samotný
- *CFX Post* - vyhodnocení výpočtu

Jak již bylo zmíněno, nastavení výpočtu probíhalo v podprogramu *CFX Pre*, do něhož byla naimportována geometrie oběžného kola včetně již vytvořené výpočetní sítě. Tento modul slouží zejména k nastavení okrajových podmínek. Každé ploše musí být přiřazena odpovídající podmínka (obr. 4.6).



Obr. 4.6 – Okrajové podmínky

Nejdůležitější roli ve výpočtu hraje vstupní plocha, do které byla zadávána rychlost proudění na vstupu pro zkoumané průtoky. Ta byla stanovena z průtoku a plochy vstupního potrubí.

Na výstupní ploše byla zadána podmínka pro tlakový výstup 0 MPa , což odpovídá výstupu do atmosféry.

Potrubí před a za kanálem byly nastaveny jako statická stěna s ulpíváním kapaliny. Pro tyto plochy byla nastavena periodicita 1, což je podmínka zajišťující navázání jednotlivých rotačních výsečí oběžného kola.

Povrch lopatky a disků oběžného kola byly nastaveny opět jako stěna s ulpíváním kapaliny, která vykonává rotační pohyb. Pro tyto plochy byla stanovena periodicita 2. Velikost otáček byla nastavena dle zadání -2900 min^{-1} . Znaménko mínus bylo zvoleno na základě směru otáčení kolem osy rotace Z.

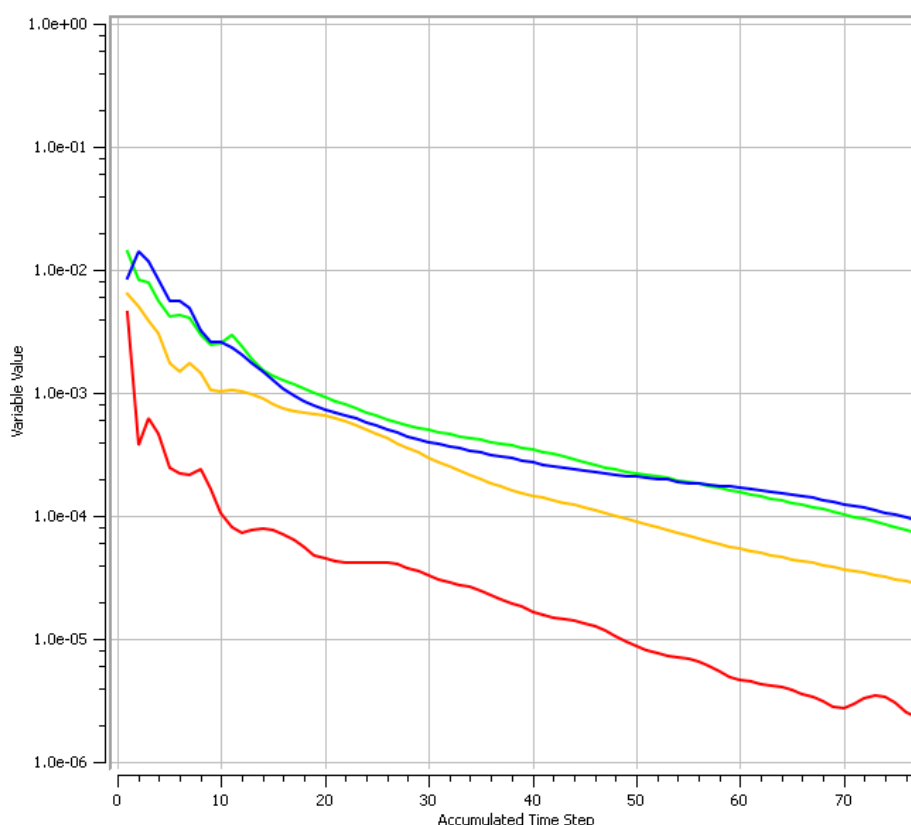
Další plochou, kterou je třeba definovat je rozhraní mezi rotujícími a statickými plochami. Toto rozhraní bylo nastaveno jako „Frozen rotor“. Při tomto nastavení se výpočetní síť neotáčí. Tato metoda je méně náročná a má dobrou konvergenci.

Co se nastavení samotného výpočtu týče, byl vybrán model turbulence k-epsilon. Výhodou tohoto modelu je dobrá konvergence a nízká náročnost. Zpravidla se úlohy nejdříve „předpočítávají“ na schéma nižších řádů přesností („Upwind“ prvního řádu). Po

zkonvergování úlohy se výpočet spustí znovu na vyšší schéma přesnosti („*High resolutions*“). Stejně tak tomu bylo při nastavování výpočtů na nižší průtoky. Při vyšších průtocích úloha dobře konvergovala i bez „předpočítání“ na nižší řád přesnosti. Podmínkou ukončení výpočtu bylo nastavení hodnoty, pod kterou musí klesnout všechny reziduály. Konkrétně byla nastavena hodnota 10^{-4} .

4.2.3. Výpočet

Samotný výpočet v modulu „*CFX-SolverManager*“ probíhá v případě správně podmíněné úlohy automaticky. Předpokladem správného výsledku je konvergence úlohy. To znamená, že hodnota zobrazených reziduálů klesá, až do stanovené hodnoty. Pokud však některý z reziduálů roste, říkáme, že úloha diverguje, a v tom případě nelze považovat výsledky za věrohodné. Konvergence úlohy pro hodnotu optimálního průtoku je znázorněna níže na obrázku 4.7. Pro celou škálu zkoumaných průtoků úloha dobře a rychle konvergovala.



Obr. 4.7 – Konvergence výpočtu 1 pro $Q=Q_{opt}$.

Na vodorovné ose je zobrazen počet iterací a na svislé ose je zobrazena hodnota středovaných reziduálů.

4.2.4. Vyhodnocení výpočtu

Vyhodnocení výpočtu probíhá pomocí modulu *CFX Post*. Jak již název napovídá, tento modul slouží k vyhodnocení výsledků výpočtu. Můžeme zde vyhodnocovat a vykreslovat celou řadu veličin. Rychlosti, tlaky, krouticí moment a další veličiny potřebné k sestrojení charakteristik.

Hlavním cílem práce bylo určit účinnostní charakteristiku oběžného kola. Jeden ze způsobů, jak určit účinnost čerpadla pomocí dat z *CFX Post*, je dopočítat účinnost na základě rozdílu dynamických tlaků před a za oběžným kolem a krouticího momentu, viz rovnice 4.12 a 4.13.

$$Y = \frac{\Delta p}{\rho} \quad (4.19)$$

$$\eta_h = \frac{\rho Q Y}{M_k \cdot \omega} \cdot 100 \quad (4.20)$$

Získat hodnotu dynamických tlaků před a za oběžným kolem lze několika způsoby. Například pomocí záložky „*Macro calculator*“, kde lze po zadání vstupních hodnot určit totální tlaky, krouticí momenty na lopatky, energie a další.

Pro získání krouticího momentu je nejlepší definovat vlastní funkci v záložce „*Expressions*“, jelikož hodnota získaná například pomocí makro kalkulátoru uvádí krouticí moment pouze na jedné či všech lopatkách a neuvažuje velikost krouticího momentu na discích oběžného kola. Nově definovaná funkce pro výpočet krouticího momentu je:

„6*(torque_z()@BLADE+torque_z()@Passage HUB+torque_z()@Passage SHROUD)“

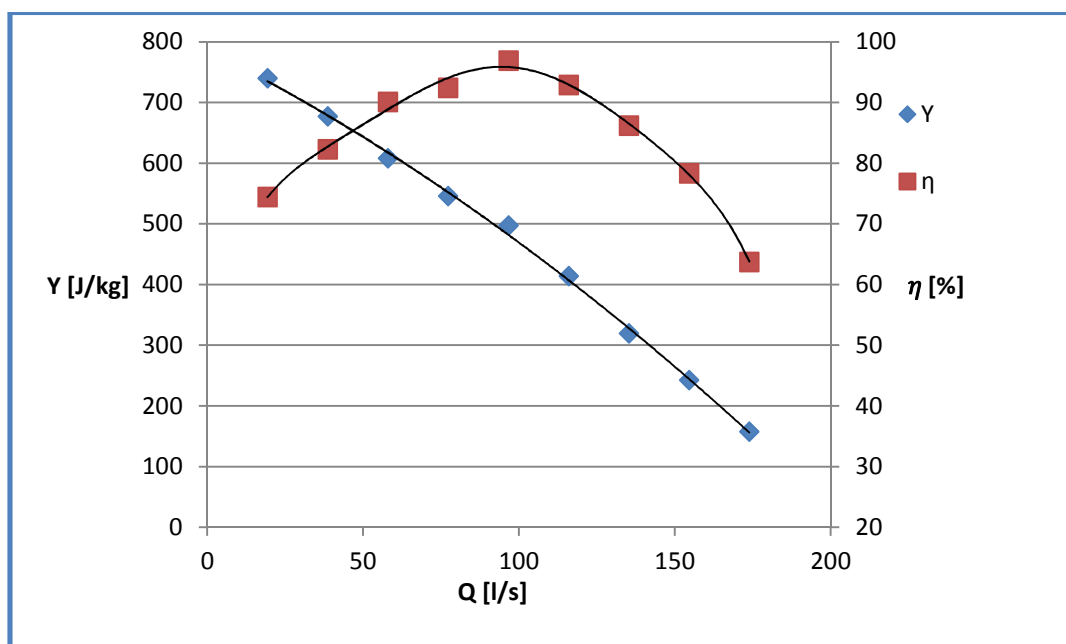
Číslo 6 je počet lopatek, *BLADE* je povrch lopatky a *Passage HUB* a *Passage SHROUD* je povrch krycího a nosného disku.

Na základě odečtených hodnot byla vytvořena pro jednotlivé průtoky vytvořena tabulka (viz níže tab. 4.1) v programu *Excel* (příloha 2). Modře vyznačené hodnoty jsou hodnoty získané pomocí výpočtu *CFX* a žlutě vyznačené hodnoty jsou hodnoty vynášené do grafických závislostí, tedy závislosti účinnosti a měrné energie na průtoku oběžným kolem. Pro lepší porovnání stability čerpadla byla dále pomocí programu *Excel* (příloha 2) sestrojena grafická závislost měrné energie čerpadla pro konečný počet lopat s využitím *Waisserovy korekce* (popsáno v kapitole 2.3.1 a 2.4).

průtok	Q	p1	p2	delta p	Mk	Y	eta	eta	H	v	Q
	m3/s	Pa	Pa	Pa	N·m	J/kg		%	m	m/s	l/s
0.2xQ	0.01932	-315517	423087	738604	63.125	740.084	0.7444	74.44	75.44	1.27	19.32
0.4xQ	0.03864	-328838	346837	675675	104.5	677.029	0.8227	82.27	69.01	2.541	38.64
0.6xQ	0.05796	-310427	296138	606565	128.53	607.781	0.9007	90.07	61.96	3.811	57.96
0.8xQ	0.07728	-288000	256645	544645	149.97	545.736	0.9241	92.41	55.63	5.081	77.28
1xQ	0.0966	-271788	224492	496280	162.9	497.275	0.9691	96.91	50.69	6.352	96.6
1.2xQ	0.11592	-208407	204399	412806	169.65	413.633	0.9288	92.88	42.16	7.622	115.92
1.4xQ	0.13524	-137603	181093	318696	164.71	319.335	0.8616	86.16	32.55	8.892	135.24
1.6xQ	0.15456	-81330	160766	242096	157.31	242.581	0.7833	78.33	24.73	10.16	154.56
1.8xQ	0.17388	-27653	129646	157299	141.32	157.614	0.6373	63.73	16.07	11.43	173.88

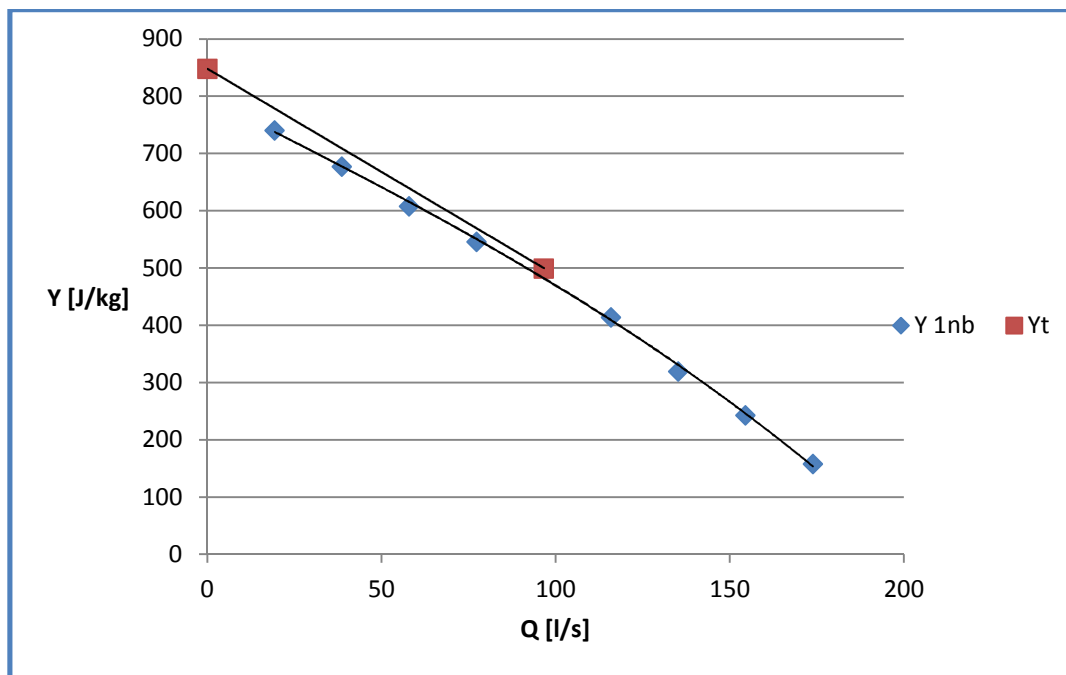
Tab. 4.1 – Vyhodnocení oběžného kola pro jeden návrhový bod

Jak můžeme vyčíst z tabulky, pro hodnotu optimálního průtoku vyšla dopravní výška 50,7 metrů, přičemž čerpadlo bylo navrhováno na 50 metrů. Účinnost v návrhovém bodě vychází velmi vysoká, až 97%. Tato číslo je nutné brát s velkou rezervou, jelikož je počítáno pouze samotné oběžné kolo bez spirální skříně a dalších prvků, zavádějících do čerpadla množství dalších ztrát a tím pádem i snížení účinnosti.



Graf 4.1 – Charakteristiky oběžného kola pro jeden návrhový bod

Z grafu 4.1 je patrné, že čerpadlo dosahuje nejvyšší účinnosti pro optimální průtok 96,6 l/s a v tomto bodě má požadovanou dopravní výšku 50 m, což jsou výsledky, které odpovídají zadání.



Graf 4.2 – Posouzení stability oběžného kola pro jeden návrhový bod

Z grafu 4.2 lze vyčíst, že oproti vypočítané hodnotě měrné energie (červené body) došlo vlivem ztrát v oběžném kole k nepatrnému poklesu měrné energie. Co se stability týče, dá se říci, že obě křivky mají podobný sklon a navrhované oběžné kolo má stabilní charakteristiku.

5. NÁVRH OBĚŽNÉHO KOLA – DVA NÁVRHOVÉ BODY

Jak již bylo zmíněno v úvodu práce, návrh druhého oběžného kola probíhal netradičním způsobem, kdy byl krycí a nosný disk navrhován každý na jiný návrhový bod. Předpokládá se snížení maximální účinnosti, za současného rozšíření pásma průtoků, kde čerpadlo pracuje s vysokou účinností. Krycí disk byl navrhován na hodnotu průtoku $Q = 0,8 \cdot Q_{opt.}$ a nosný disk byl navrhován na $Q = 1,2 \cdot Q_{opt.}$. Otáčky ($n = 2900 \text{ min}^{-1}$), průměr oběžného kola ($D_2 = 221 \text{ mm}$), stejně jako hodnota průměru hřídele určená z pevnostního výpočtu ($d_h = 56 \text{ mm}$) a hodnota směrového úhlu lopatky ($\gamma = 20^\circ$) zůstaly zachovány.

5.1. Určení základních parametrů

Krycí disk:

- Průtok: $Q = 77,28 \text{ l/s}$
- Dopravní výška: $H = 56,36 \text{ m}$
- Otáčky: $n = 2900 \text{ min}^{-1}$
- Počet lopatek: $z = 6$
- Tloušťka lopatky: $\Delta = 4 \text{ mm}$
- Průměr vstupního potrubí: $D = 0,08 \text{ m}$
- Průměr výstupního potrubí: $d = 0,036 \text{ m}$

Výpočet základních parametrů probíhal obdobně jako v předchozí kapitole 4.1. Na základě rovnic 4.1 až 4.15 a grafu celkové účinnosti hydrodynamických čerpadel (příloha 1) byly určeny hodnoty:

- Specifické otáčky: $n_{sk} = 143,1 \text{ min}^{-1}$
- Celková účinnost: $\eta_k = 82,5 \%$
- Hydraulická účinnost: $\eta_{hk} = 87,8 \%$
- Meridiální rychlost na výstupu: $c_{m2k} = 4,486 \text{ m/s}$
- Unášivá rychlost na výstupu: $u_{2k} = 33,56 \text{ m/s}$
- Výstupní úhel lopatky: $\beta_{2k} = 37^\circ$
- Šířka kanálu na výstupu: $b_{2k} = 26,43 \text{ mm}$
- Meridiální rychlost na vstupu: $c_{m1k} = c_{1k} = 6,39 \text{ m/s}$
- Šířka kanálu na vstupu: $b_{1k} = 38,41 \text{ mm}$

Nosný disk:

- Průtok: $Q = 115,92 \text{ l/s}$
- Dopravní výška: $H = 41,1 \text{ m}$
- Otáčky: $n = 2900 \text{ min}^{-1}$
- Počet lopatek: $z = 6$
- Tloušťka lopatky: $\Delta = 4 \text{ mm}$
- Průměr vstupního potrubí: $D = 0,08 \text{ m}$
- Průměr výstupního potrubí: $d = 0,036 \text{ m}$

Výpočet dalších parametrů probíhal opět na základě rovnic 4.1 až 4.15 a grafu celkové účinnosti hydrodynamických čerpadel (příloha 1). Pro výpočet statistické konstanty k_1 byl z důvodu vyšších specifických otáček použit namísto rovnice 4.11 vztah uvedený níže (rovnice 5.1).

$$k_1 = 0,227 + 0,574 \cdot (8,23723 \cdot 10^{-4} \cdot n_s - 0,1667) = 0,227 + 0,574 \cdot (8,23723 \cdot 10^{-4} \cdot 222 - 0,1667) \cong 0,236 \quad (5.1)$$

- Specifické otáčky: $n_{sn} = 222 \text{ min}^{-1}$
- Celková účinnost: $\eta_n = 84 \%$
- Hydraulická účinnost: $\eta_{hn} = 88,5 \%$
- Meridiální rychlost na výstupu: $c_{m2n} = 5,076 \text{ m/s}$
- Unášivá rychlost na výstupu: $u_{2n} = 33,56 \text{ m/s}$
- Výstupní úhel lopatky: $\beta_{2n} = 22^\circ$
- Šířka kanálu na výstupu: $b_{2n} = 36,47 \text{ mm}$
- Meridiální rychlost na vstupu: $c_{m1n} = c_{1n} = 6,74 \text{ m/s}$
- Šířka kanálu na vstupu: $b_{1n} = 54,03 \text{ mm}$

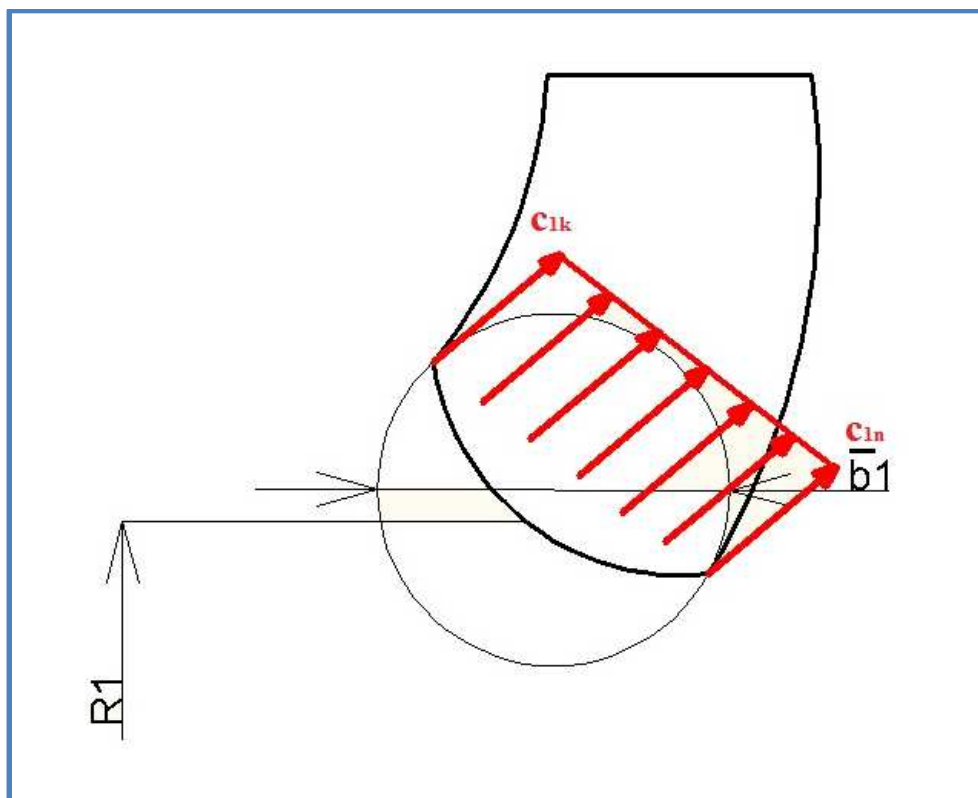
Celkovou velikost šířky kanálu na vstupu a výstupu z oběžného kola určíme jako průměr hodnot šířek kanálů vypočítaných pro krycí a nosný disk. Výsledek je zaokrouhlen nahoru na celé číslo.

$$\bar{b}_1 = \frac{b_{1k} + b_{1n}}{2} = \frac{38,41 + 54,03}{2} \cong 47 \text{ mm} \quad (5.2)$$

$$\bar{b}_2 = \frac{b_{2k} + b_{2n}}{2} = \frac{26,43 + 36,47}{2} \cong 32 \text{ mm} \quad (5.3)$$

Dalším krokem je ověření zachování průtoku pro nově stanovené hodnoty šířky kanálů a meridiální rychlosti na vstupu a výstupu z oběžného kola.

Ověření zachování průtoku pro \bar{b}_1



Obr. 5.1 – Rozložení rychlostí na vstupu

Hodnota průtoku pro vypočítaný průměr kanálu a rychlosti vypočítané výše (obr. 5.1) musí být rovna střední hodnotě průtoků pro oba návrhové body (rovnice 5.4).

$$\bar{Q} = \frac{Q_k + Q_n}{2} = \frac{77,28 + 115,92}{2} = 96,6 \text{ l/s} \quad (5.4)$$

To lze ověřit pomocí rovnice pro průtok:

$$Q = 2 \cdot \pi \cdot r_1 \cdot \bar{b}_1 \cdot \frac{c_{1k} + c_{1n}}{2} = 2 \cdot \pi \cdot 0,062 \cdot 0,047 \cdot \frac{6,39 + 6,74}{2} \cong 120,2 \text{ l/s} \quad (5.5)$$

Z rovnic 5.4 a 5.5 vidíme, že průtoky nejsou rovny. Je tedy třeba snížit velikosti rychlostí na vstupu tak, aby platilo $\bar{Q} = Q$. Rychlosti snížíme o koeficient α , který určíme z poměru průtoků (rovnice 5.6).

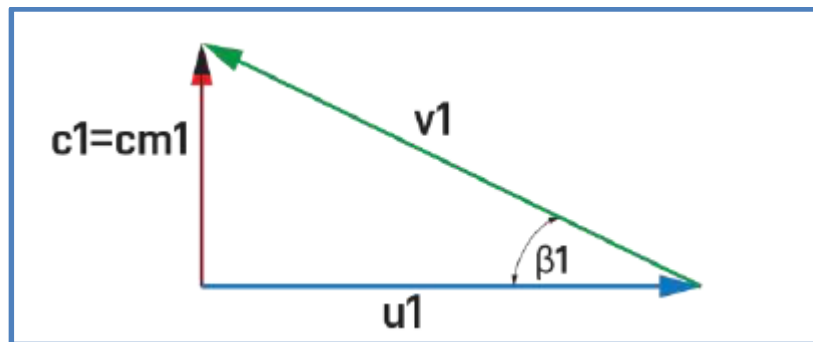
$$\bar{Q} = \alpha \cdot Q \rightarrow \alpha = \frac{\bar{Q}}{Q} = \frac{96,6}{120,2} \cong 0,8036 \quad (5.6)$$

Nyní určíme výsledné hodnoty velikosti rychlostí na vstupu do oběžného kola.

$$c'_{1k} = \alpha \cdot c_{1k} = 0,8036 \cdot 6,39 \cong 5,135 \text{ m/s} \quad (5.7)$$

$$c'_{1n} = \alpha \cdot c_{1n} = 0,8036 \cdot 6,74 \cong 5,417 \text{ m/s} \quad (5.8)$$

Z rychlostního trojúhelníku nyní hodnoty úhlů lopatky na vstupu pro krycí a nosný disk.



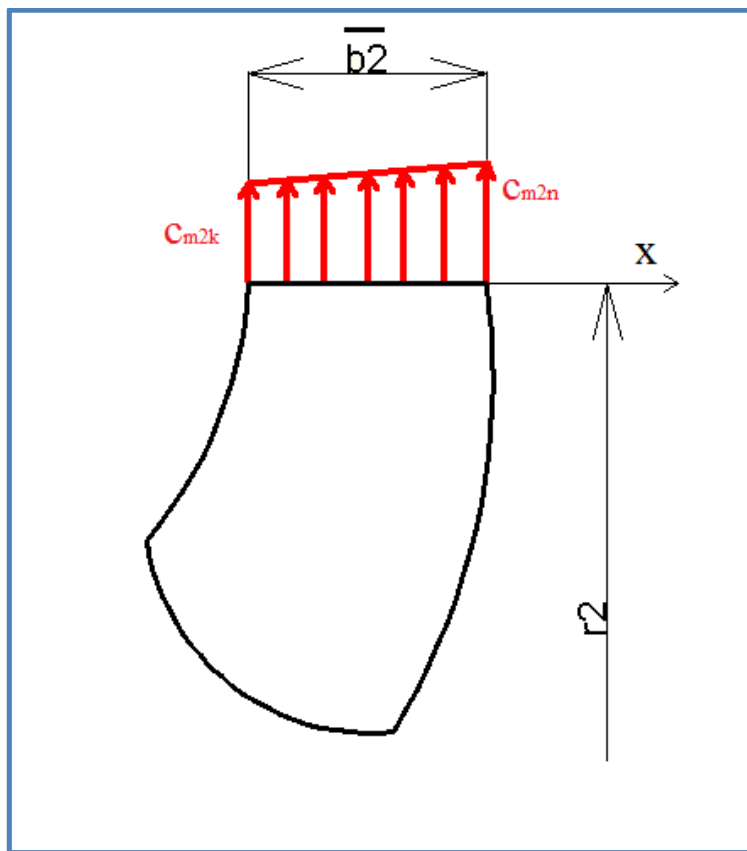
Obr. 5.2 – Rychlostní trojúhelník [11]

$$\operatorname{tg} \beta_{1n,k} = \frac{c_{1n,k}}{u_{1n,k}} \quad (5.9)$$

$$u_1 = 2 \cdot \pi \cdot n \cdot r_{1n,k} \quad (5.10)$$

Velikost vzdáleností r_{1n} a r_{1k} byly naměřeny v návrhu tvaru oběžného kola v meridiálním řezu (viz níže obr. 5.5). Z rovnic 5.9 a 5.10 byly stanoveny hodnoty:

- Unášivá rychlost na vstupu na nosném disku: $u_{2n} = 13,055 \text{ m/s}$
- Unášivá rychlost na vstupu na krycím disku: $u_{2k} = 24,602 \text{ m/s}$
- Vstupní úhel lopatky na nosném disku: $\beta_{1n} = 22,54^\circ$
- Vstupní úhel lopatky na krycím disku: $\beta_{1k} = 11,79^\circ$

Ověření zachování průtoku pro $\overline{b_2}$ *Obr. 5.3 – Rozložení rychlostí na výstupu*

Hodnota průtoku pro vypočítaný průměr kanálu a rychlosti vypočítané výše opět musí být rovna střední hodnotě průtoků pro oba návrhové body (rovnice 5.4). Skutečný průtok můžeme určit pomocí rovnice:

$$Q = 2 \cdot \pi \cdot r_2 \cdot \int_0^{\overline{b_2}} c_{m2} \cdot dx \quad (5.11)$$

$$c_{m2} = k \cdot x + q \quad (5.12)$$

$$Q = 2 \cdot \pi \cdot r_2 \cdot \int_0^{\overline{b_2}} (k \cdot x + q) \cdot dx = 2 \cdot \pi \cdot r_2 \cdot \left(k \cdot \frac{\overline{b_2}^2}{2} + q \cdot \overline{b_2} \right) \quad (5.13)$$

Konstanty k a q určíme z počátečních podmínek:

$$x = 0 : c_{m2} = c_{m2k} \rightarrow q = c_{m2k} \quad (5.14)$$

$$x = \overline{b_2} : c_{m2} = c_{m2n} \rightarrow c_{m2n} = k \cdot \overline{b_2} + c_{m2k} \rightarrow k = \frac{c_{m2n} - c_{m2k}}{\overline{b_2}} \quad (5.15)$$

Nyní dosadíme konstanty z rovnic 5.14 a 5.15 do rovnice 5.13 a určíme hodnotu skutečného průtoku.

$$Q = 2 \cdot \pi \cdot r_2 \cdot \left(\frac{c_{m2n} - c_{m2k}}{b_2} \cdot \frac{\bar{b}_2^2}{2} + c_{m2k} \cdot \bar{b}_2 \right) = 2 \cdot \pi \cdot 0,1105 \cdot \left(\frac{5,076 - 4,486}{0,032} \cdot \frac{0,032^2}{2} + 4,486 \cdot 0,032 \right) \cong 106,2 \text{ l/s} \quad (5.16)$$

Z rovnic 5.4 a 5.16 opět vidíme, že průtoky nejsou rovny. Je tedy opět nutné snížit velikosti meridiálních rychlostí vynásobením koeficientu α tak, aby platilo $\bar{Q} = Q$.

$$\bar{Q} = \alpha \cdot Q \rightarrow \alpha = \frac{\bar{Q}}{Q} = \frac{96,6}{106,2} \cong 0,9096 \quad (5.17)$$

Nyní určíme výsledné hodnoty velikosti meridiálních rychlostí na výstupu z oběžného kola.

$$c'_{m2k} = \alpha \cdot c_{m2k} = 0,9096 \cdot 4,486 \cong 4,081 \text{ m/s} \quad (5.18)$$

$$c'_{m2n} = \alpha \cdot c_{m2n} = 0,9096 \cdot 5,076 \cong 4,617 \text{ m/s} \quad (5.19)$$

Jelikož jsme získali nové hodnoty meridiálních rychlostí na výstupu je také nutné znovu určit hodnoty výstupních úhlů lopatky β_2 .

$$\frac{gH_{k,n}}{\eta_{hk,n}} = u_{2k,n}^2 \left[\left(1,01 - \frac{0,395 + 0,457 \cdot \sin \beta_{2k,n}}{\sqrt{z}} \right) - \frac{\frac{c_{m2,k,n}}{u_{2k,n}}}{tg \beta_{2k,n}} \right] \quad (5.20)$$

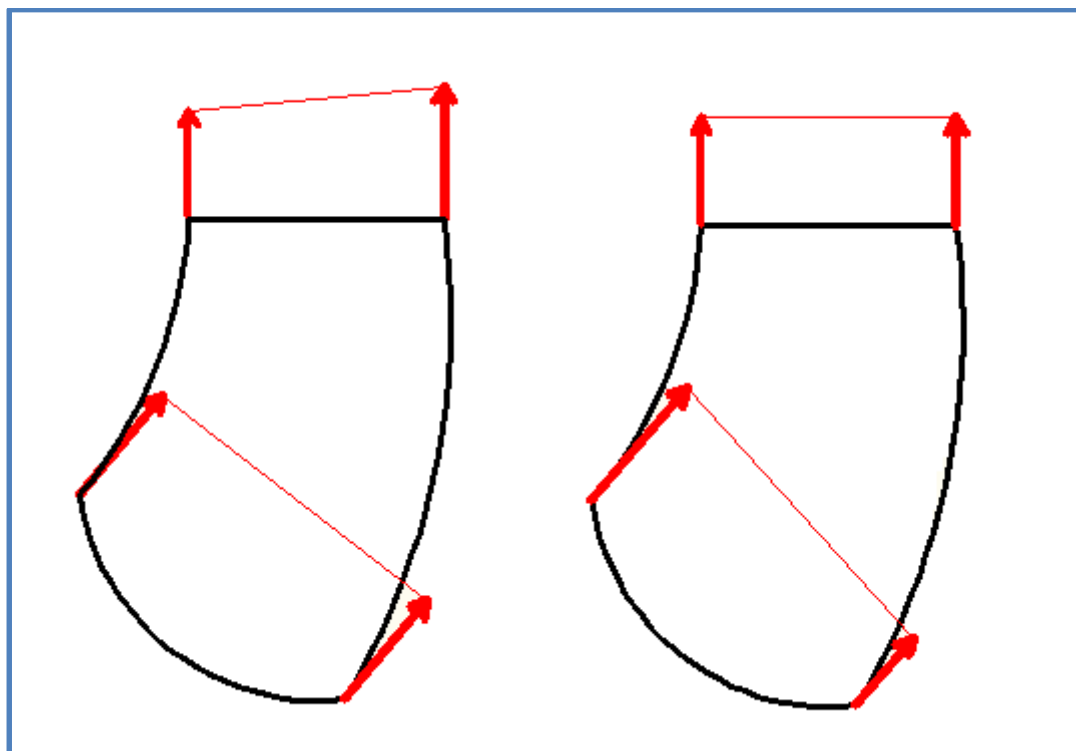
Aby bylo možné určit β_2 , je nutné znát hodnoty hydraulických účinností pro krycí a nosný disk pro střední hodnotu průtoku, tedy $\bar{Q} = 96,6 \text{ l/s}$. Tu můžeme určit opět pomocí grafu v příloze 1 a rovnice 4.3. Z grafu lze vyčíst, že hodnota celkové účinnosti je pro krycí i nosný disk stejná, tedy $\eta_{k,n} = 0,835$. Hydraulická účinnost pro krycí a nosný disk je tedy také stejná.

$$\eta_{hk,n} = \sqrt{\eta_{k,n}} - 0,03 = \sqrt{0,835} - 0,03 \cong 0,8838 = 88,38\% \quad (5.21)$$

Nyní máme určeny všechny hodnoty potřebné pro výpočet β_2 ze vztahu 5.20. Hodnoty byly zadány do matematického online softwaru „WolframAlpha“, pomocí něj byly stanoveny nové hodnoty výstupních úhlů lopatky pro krycí a nosný disk.

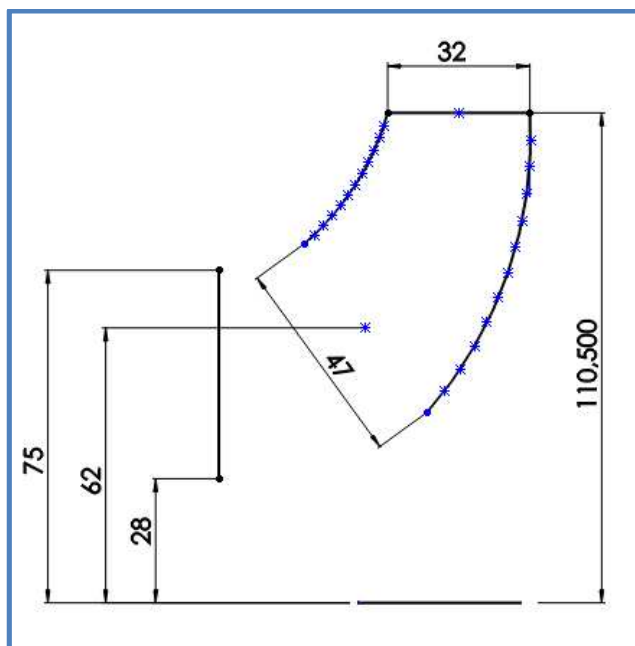
- $\beta_{2k} = 32,03^\circ$
- $\beta_{2n} = 19,88^\circ$

Z obrázků 5.1 a 5.3 a vypočítaných hodnot meridiálních rychlostí si lze všimnout, že oproti klasickému návrhu je pro tento případ navrhováno téměř konstantní proudové pole na vstupu, kdy hodnoty meridiálních rychlostí na nosném a krycím disku jsou téměř shodné, a lineární proudové pole na výstupu, kdy hodnota meridiální rychlosti nosného disku je mírně vyšší, než hodnota rychlosti na krycím disku. Porovnání rozložení rychlostí na vstupu a výstupu pro obě metody návrhu na obrázku 5.4.

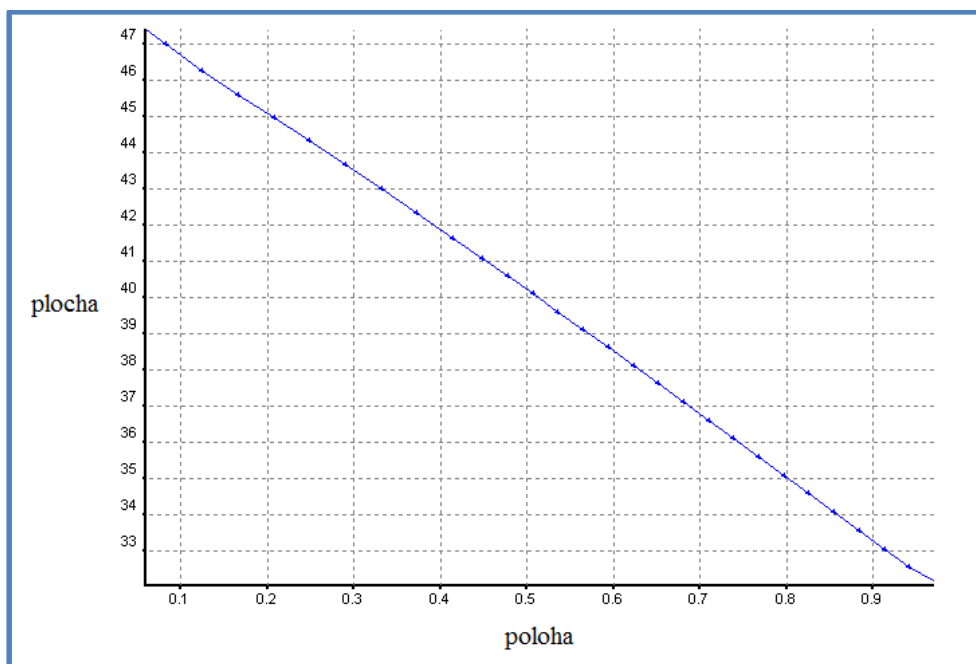


Obr. 5.4 – Rozložení rychlostí: 2 návrhové body – vlevo a 1 návrhový bod - vpravo

Na základě výše vypočítaných hodnot byl opět pomocí programu *SolidWorks* sestrojen meridiální řez oběžného kola (obr. 5.5). Opět byl kladen důraz na lineární nárůst plochy, což bylo opět ověřeno pomocí grafu v programu *BladeGen* (obr. 5.6).

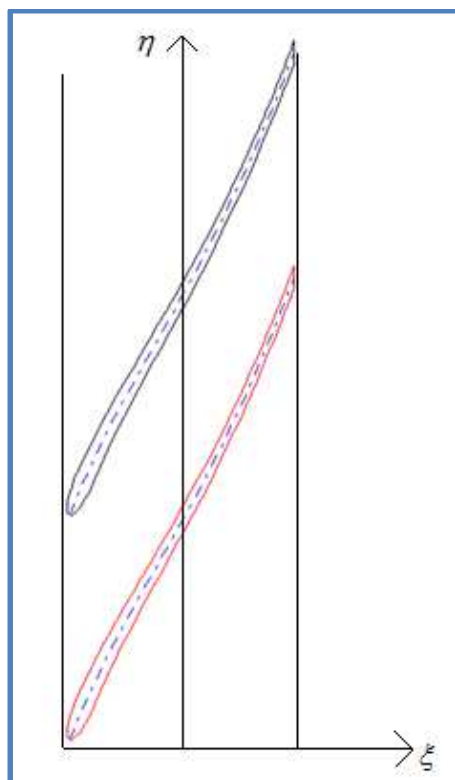


Obr. 5.5 – Meridián oběžného kola 2

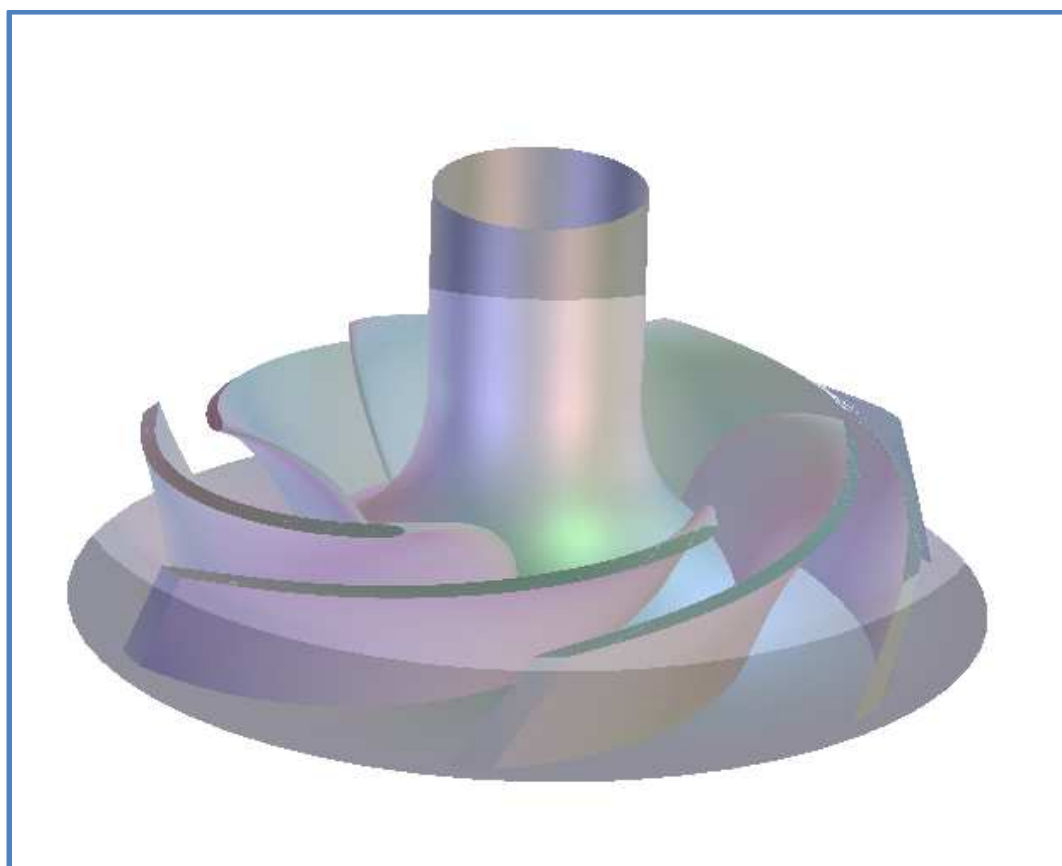


Obr. 5.6 – Lineární změna plochy napříč kanálem oběžného kola 2

Další postup byl totožný s postupem uvedeným v kapitole 4.1. Navržený meridián byl opět rozdělen na 12 stejně velkých úseků, pomocí nichž byla provedena konformní transformace (viz kapitola 3.1). Návrh tvaru lopatky proběhl pomocí metody kvadratické změny $tg\bar{\beta}$ (viz kapitola 3.1.2). Vypočítané hodnoty (elektronická příloha 2) byly z programu *Excel* zadány do programu *BladeGen*, kde bylo sestrojeno nové oběžné kolo (viz obr. 5.7 a 5.8).



Obr. 5.7 – Lopatky oběžného kola v konformním zobrazení



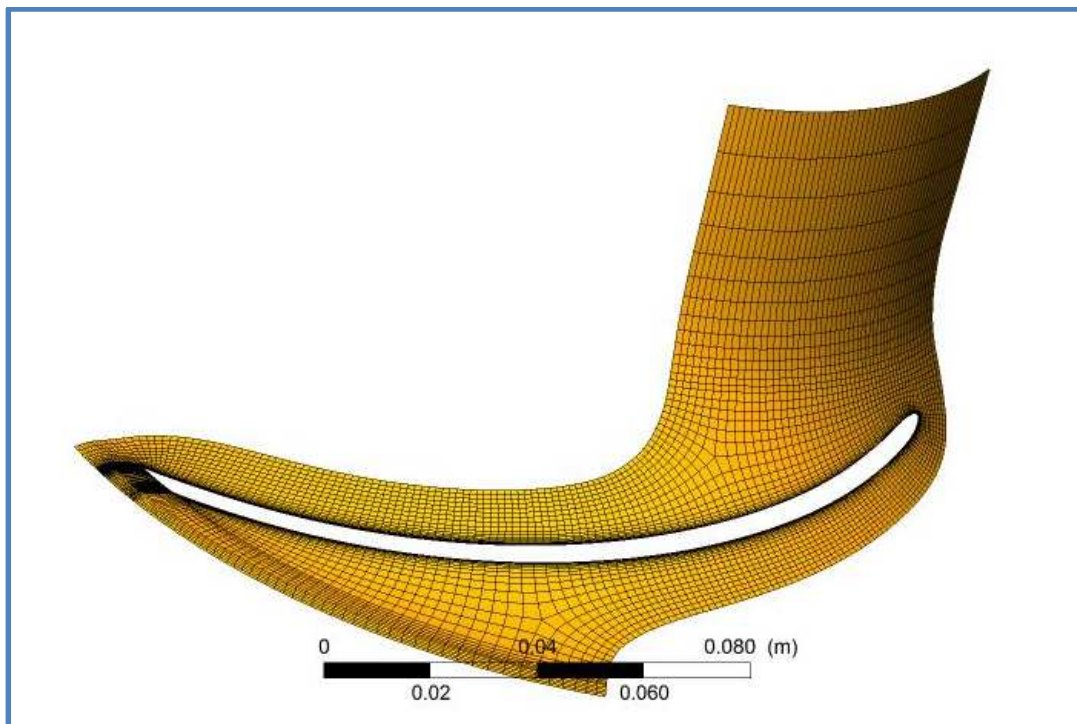
Obr. 5.8 – Oběžné kolo 2

5.2. Výpočet oběžného kola [16]

Tvorba sítě, nastavení výpočtu a vyhodnocení výsledků probíhala stejně jako u návrhu na jeden návrhový bod.

5.2.1. Výpočtová síť

Data z programu BladeGen byla opět importována do *TurboGridu*, kde byla vytvořena výpočetní síť (obr. 5.9). Výpočetní síť byla opět zjemněna v okolí lopatky.



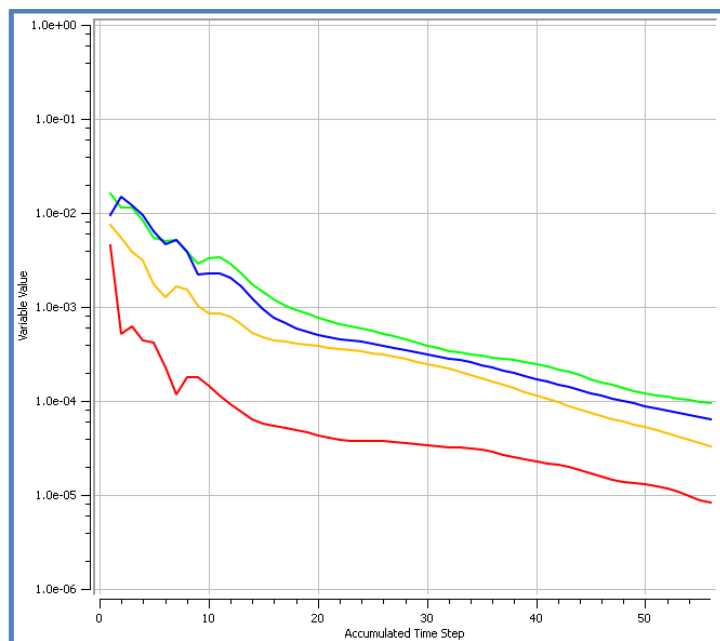
Obr. 5.9 – Výpočtová síť 2

5.2.2. Nastavení výpočtu

Nastavení výpočtu probíhalo opět v podprogramu *CFX Pre*, kam byla importována výpočetní síť z *TurboGridu*. Všem plochám byly opět přidány náležící okrajové podmínky stejně jako v kapitole 4.2.2 (viz obr. 4.6). Model turbulence byl opět zvolen k-epsilon. Dále bylo zvoleno schéma přesnosti „*High resolutions*“. Hodnota, pod kterou musí klesnout všechny reziduály, byla taktéž ponechána na 10^{-4} .

5.2.3. Výpočet

Samotný výpočet opět probíhal automaticky. Úloha pro všechny průtoky dobře konvergovala, za malý počet iterací.

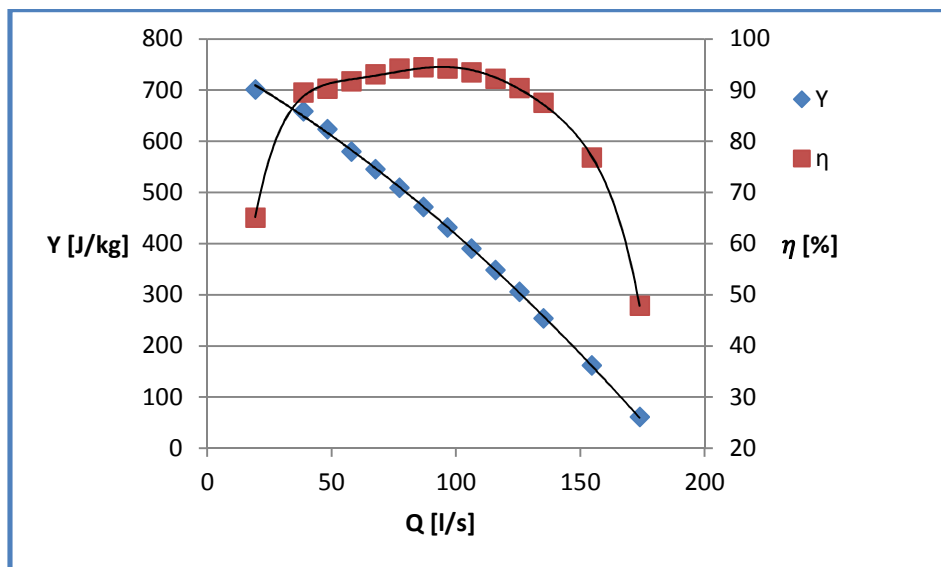
Obr. 5.10 – Konvergence výpočtu 2 pro $Q=Q_{opt}$.

5.2.4. Vyhodnocení výsledků

Pro vyhodnocení výsledků bylo nutné opět určit rozdíl dynamických tlaků na vstupu a výstupu z oběžného kola a krouticí moment na krycím a nosném disku a na lopatkách. Tyto hodnoty byly získány pomocí nadefinovaných „Expressions“, stejně jako je popsáno v kapitole 4.2.4. Na základě těchto hodnot byla opět v programu *Excel* vytvořena tabulka (tab. 5.1), která obsahuje všechny potřebné veličiny k sestrojení grafických závislostí (graf 5.1 a graf 5.2).

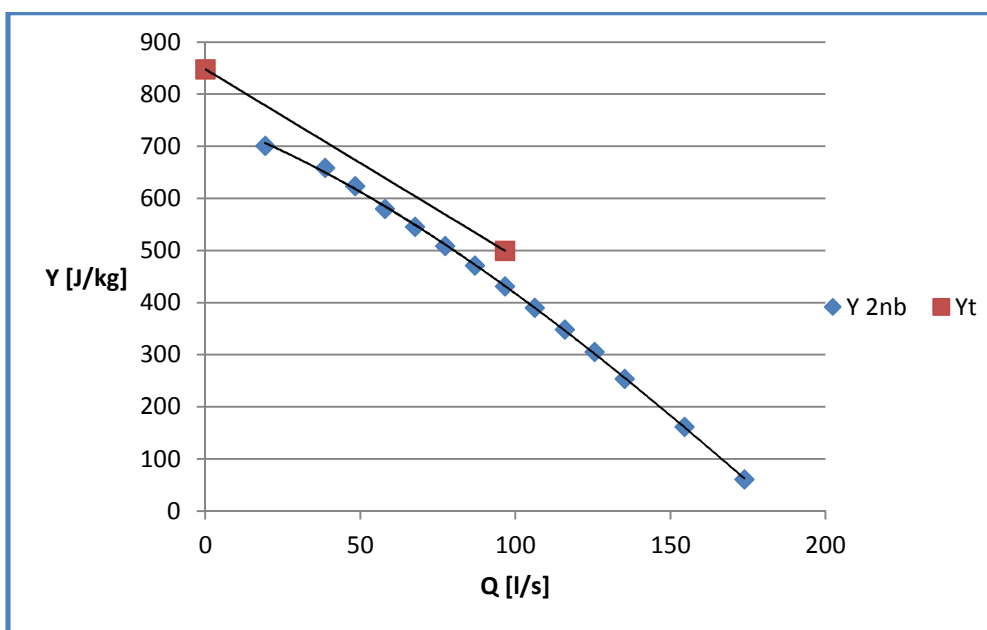
průtok	Q	p1	p2	delta p	Mk	Y	eta	eta	H	v	Q
	m ³ /s	Pa	Pa	Pa	N·m	J/kg		%	m	m/s	l/s
0.2xQ	0.01932	-316505	383349	699854	68.415	701.257	0.6508	65.08	71.48	1.27	19.32
0.4xQ	0.03864	-327227	330324	657551	93.455	658.869	0.8952	89.52	67.16	2.541	38.64
0.5xQ	0.0483	-321528	301114	622642	109.69	623.89	0.9028	90.28	63.6	3.176	48.3
0.6xQ	0.05796	-302158	276510	578668	120.35	579.828	0.9177	91.77	59.11	3.811	57.96
0.7xQ	0.06762	-288640	255924	544564	130.23	545.655	0.9311	93.11	55.62	4.446	67.62
0.8xQ	0.07728	-272760	235070	507830	137.12	508.848	0.9425	94.25	51.87	5.081	77.28
0.9xQ	0.08694	-253180	217471	470651	142.6	471.594	0.9449	94.49	48.07	5.717	86.94
1xQ	0.0966	-227739	202938	430677	145.34	431.54	0.9426	94.26	43.99	6.352	96.6
1.1xQ	0.10626	-199033	190355	389388	145.69	390.168	0.9352	93.52	39.77	6.987	106.26
1.2xQ	0.11592	-168165	179415	347580	143.84	348.277	0.9223	92.23	35.5	7.622	115.92
1.3xQ	0.12558	-134662	170260	304922	139.48	305.533	0.904	90.4	31.15	8.257	125.58
1.4xQ	0.13524	-91164	162055	253219	128.82	253.726	0.8754	87.54	25.86	8.892	135.24
1.6xQ	0.15456	-10393	151135	161528	106.96	161.852	0.7686	76.86	16.5	10.16	154.56
1.8xQ	0.17388	85010	146047	61037	72.977	61.1593	0.4789	47.89	6.234	11.43	173.88

Tab. 5.1 – Vyhodnocení oběžného kola pro dva návrhové body



Graf 5.1 – Charakteristiky oběžného kola pro dva návrhové body

Z grafu je na první pohled patrné, že oběžné kolo pracuje při vysokých účinnostech v širokém rozsahu průtoků. Konkrétně můžeme říci, že čerpadlo pracuje v oblasti s účinností nad 90% pro průtoky $Q \in < 48, 126 > \text{l/s}$. Jakmile se však hodnota průtoku pohybuje mimo dané rozmezí, účinnost prudce klesá. Dále lze z grafu vyčíst, že došlo oproti zadaným parametrům k malému poklesu měrné energie a tím pádem dopravní výšky, která byla zadána jako 50 m. Takto navržené oběžné kolo dosahuje dopravní výšky v optimu pouze 44 m.



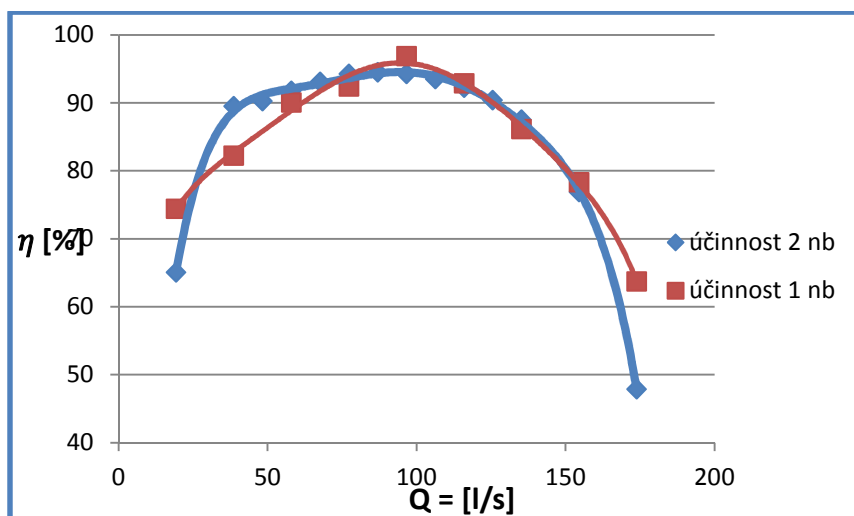
Graf 5.2 – Posouzení stability oběžného kola pro dva návrhové body

Pro posouzení stability čerpadla byla opět sestrojena grafická závislost měrné energie na průtoku, která byla porovnána s numericky vypočítanou hodnotou. Popsáno v kapitole 2.3.1 a 2.4. Opět můžeme pozorovat pokles měrné energie. Co se stability samotné tyče, můžeme prohlásit charakteristiku za stabilní.

6. ZÁVĚR

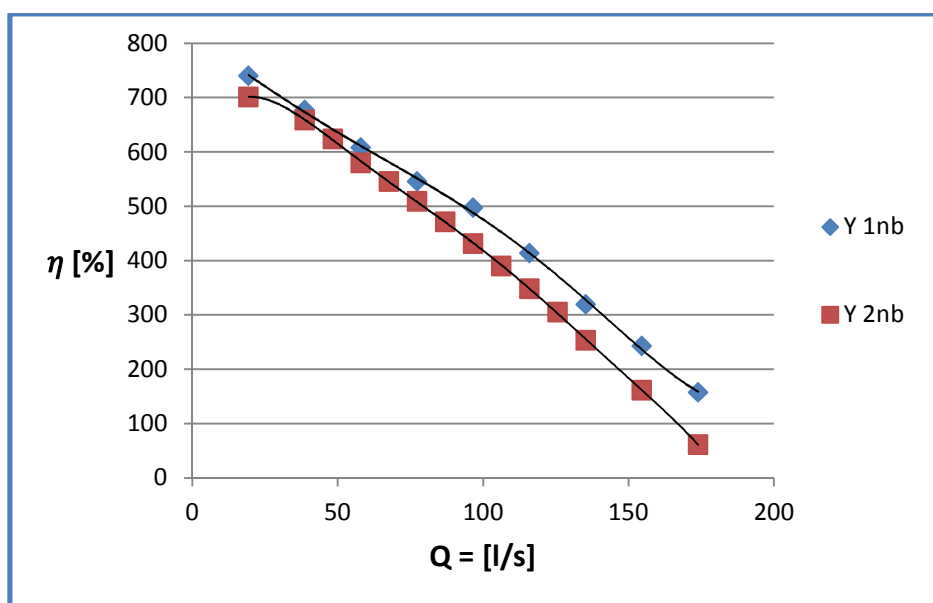
6.1. Srovnání výsledků

Z níže uvedeného grafu srovnání obou návrhových metod (graf 6.1) lze pozorovat, že výsledný trend charakteristiky závislosti účinnosti na průtoku opravdu odpovídá uvedeným předpokladům, na jejichž základě byla tato diplomová práce vypracována. Celková maximální účinnost pro oběžné kolo navrhované na dva návrhové body je přibližně 94%. Je však nutné vzít v potaz, že se jedná pouze o teoretickou účinnost samotného oběžného kola, bez spirální skříňe a dalších prvků snižujících radiální a axiální síly v čerpadle a zavádějících další ztráty. Lze předpokládat, že zavedením těchto dalších prvků může celková účinnost klesnout i o dalších 15 až 20%. Nejdůležitějším výstupem diplomové práce je šířka pásma průtoků, kde se oběžné kolo čerpadla pohybuje ve vysokých účinnostech. Oběžné kolo navrhované na dva návrhové body se pohybuje v oblasti s účinností nad 90% pro průtoky od zhruba 50 l/s do 125 l/s, zatímco oběžné kolo navrhované klasickým návrhem, tedy na jeden návrhový bod, se pohybuje v pásmu s účinností vyšší než 90% pro průtoky zhruba od 65 l/s do 125 l/s. Největší rozdíl v účinnosti oběžných kol je pro průtoky od 25 l/s do 75 l/s. V tomto pásmu pracuje čerpadlo navrhované na dva návrhové body s účinností vyšší až o 6%. Pokud ale čerpadlo pracuje přímo v návrhovém bodě, tedy $Q = 96,6$ l/s, oběžné kolo navrhované na dva návrhové body má oproti klasickému návrhu účinnost nižší přibližně o 3%. Oběžné kolo navrhované klasickým návrhem je také lepší v případě velmi nízkých nebo naopak vysokých průtoků, kde nedochází k tak prudkému poklesu účinnosti oproti oběžnému kolu navrhovanému na dva návrhové body.



Graf 6.1 – Srovnání účinnosti oběžného kola navrhovaného na jeden a na dva návrhové body

Co se stability navrhovaných oběžných kol týče, lze obě charakteristiky prohlásit za stabilní a lze říci, že volba jedné či druhé metody návrhu nemá na stabilitu velký vliv. Z grafu 6.1 lze vidět, že při návrhu na dva návrhové body došlo oproti klasickému návrhu k poklesu měrné energie a tím pádem i dopravní výšky. U klasického návrhu dosahuje oběžné kolo požadované zadané dopravní výšky (50 metrů) přesně pro hodnotu optimálního průtoku, tedy $Q = 96,6 \text{ l/s}$. Kolo navrhované na dva návrhové body dosahuje v návrhovém bodě (střední hodnota z obou návrhových bodů) dopravní výšky pouze 44 metrů.



Graf 6.1 – Srovnání měrné energie oběžného kola navrhovaného na jeden a na dva návrhové body

6.2. Celkové shrnutí

Cílem diplomové práce bylo vyzkoušet zcela nový přístup k návrhu oběžného kola čerpadla, kdy krycí disk je navrhován na jiný návrhový bod než nosný disk. Předpokládaným výsledkem bylo možné rozšíření pásma průtoků, kde čerpadlo pracuje s dobrou účinností. V teoretické části práce byly vysvětleny důležité pojmy související s čerpadly a byly nastíněny metody výpočtů použitých v praktické části. Praktická část práce se skládá z návrhů dvou oběžných kol (jeden návrhový bod a dva návrhové body), které byly vypočítány a vyhodnoceny pomocí CFD. V závěru byly porovnány charakteristiky oběžných kol pro obě metody návrhu. Lze říci, že výsledky přibližně odpovídají předpokladům, na základě kterých byla tato práce vypracována. Výsledky práce by bylo možné zdokonalit například úpravou a zjemněním výpočtové sítě, což by mohlo vést ke zpřesnění výsledků. Dále by bylo možné

provést výpočty pro větší rozsah průtoků a pro průtoky blížíící se závěrnému bodu. Dalším možným krokem, kterým by bylo možné navázat na tuto diplomovou práci, by mohlo být vytvoření návrhu oběžného kola pro další dva návrhové body. Oběžné kolo, které bylo navrhováno v této diplomové práci, bylo navrhováno na hodnotu $Q = 0,8 \cdot Q_{opt}$ pro krycí disk a na $Q = 1,2 \cdot Q_{opt}$ pro nosný disk. Zajímavé by mohlo být sledovat vliv dalšího posunutí návrhových bodů na účinnostní charakteristiku. Například pro $Q = 0,7 \cdot Q_{opt}$ pro krycí disk a $Q = 1,3 \cdot Q_{opt}$ pro nosný disk.

SEZNAM POUŽITÉ LITERATURY

- [1] PACIGA, Alexander, Oldrich STRÝČEK a Martin GANČO. *Čerpacia technika: celoštátna učebnica pre strojnícké fakulty vysokých škôl*. Bratislava: Technické literatury Praha, 1984. Edícia strojárskej literatúry (Alfa). 224 s.
- [2] Druhy čerpadel: Čerpadla odstředivá a jim příbuzná [online]. [cit. 2018-11-03]. Dostupné z: <http://druhy-cerpadel.cz/hydrodynamicka/odstrediva/>
- [3] ŽEJDLÍK, Lukáš. Návrh výukového materiálu pro strojníky dobrovolných jednotek požární ochrany [online]. Ostrava, 2011 [cit. 2018-11-03]. Dostupné z: <http://theses.cz/id/mxp4p1/>. Bachelor's thesis. VŠB-Technical University of Ostrava, Fakulta bezpečnostního inženýrství. Thesis supervisor Ondřej Zavila.
- [4] Čerpadla, multimediální elektronická pomůcka: Hydrodynamická čerpadla [online]. [cit. 2018-11-03]. Dostupné z: http://katedry.osu.cz/kpv/cerpadla-jh/Jan_Hruska_MUC_soubory/page0013.htm
- [5] Automatizace.HW.cz: Principy průmyslových čerpadel [online]. [cit. 2018-15-03]. Dostupné z: <https://automatizace.hw.cz/principy-prumyslovych-cerpadel-4dil-odstrediva-cerpadla>
- [6] BLÁHA, Jaroslav a Karel BRADA. *Hydraulické stroje: Technický průvodce*. 1. Vyd. Praha: Nakladatelství technické literatury, 1992, 752 s. ISBN 80-03-00665-1.
- [7] Bc. MÜLLER, P. *Vícestupňové čerpadlo s protiběžnými koly*. Brno: Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství, 2017. 65 s. Vedoucí diplomové práce doc. Ing. Miloslav Haluza, CSc.
- [8] HALUZA, M.: Přednášky z předmětu Tekutinové stroje, akad. r. 2015/2016.
- [9] KONEČNÁ, K. *Návrh pracovního bodu odstředivého čerpadla*. Brno: Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství, 2008. 55 s. Vedoucí diplomové práce doc. Ing. Jaroslav Štigler, Ph.D.
- [10] JANALÍK, Jaroslav a Pavel ŠTÁVA. *Mechanika tekutin*. 1. Vyd. Ostrava: Vysoká škola báňská – Technická univerzita Ostrava, 2002, 125 s. ISBN 80-248-0038-1.

- [11] BROŽA, M. *Vliv vstupní části odstředivého čerpadla na stabilitu Q-Y křivky*. Brno: Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství, 2017. 63 s. Vedoucí diplomové práce doc. Ing. Miloslav Haluza, CSc.
- [12] DUDA, P. *Vliv konečného počtu lopatek u hydrodynamických čerpadel*. Brno: Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství, 2017. 63 s. Vedoucí diplomové práce Ing. Roman Klas, Ph.D.
- [13] BRETTSCHEIDER, A., St. HUSLAR, J. MAZÁNEK, Vl. NAJMAN, V. PANUŠKA, V. STRACHOVCKÝ A Fr. TOMÁŠ. *Příručka čerpací techniky*. 1. Vyd- Praha: Nakladatelství technické literatury, 1968. 448 s.
- [14] Mechanika tekutin: Čerpadla [online]. [cit. 2018-27-03]. Dostupné z: <http://uzpet.af.mendelu.cz/wcd/w-af-uzpet/soubory-ke-stazeni/cerpadla.pdf>
- [15] DOBŠÁKOVÁ, L. *Hydraulický návrh difuzoru čerpadla pro dva provozní body*. Brno: Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství, 2012. 93 s. Vedoucí diplomové práce doc. Ing. Miloslav Haluza, CSc.
- [16] RUDOLF, P.: *Přednášky z předmětu Výpočtové modelování proudění*, akad. r. 2016/2017.

<i>Obr. 1.1. Obrázek předpokládaných výsledných grafických závislostí</i>	14
<i>Obr. 2.1 Radiální, axiální a diagonální čerpadlo [4]</i>	15
<i>Obr. 2.2 – Odstředivé čerpadlo [3]</i>	16
<i>Obr. 2.3 – Odstředivé čerpadlo v trati, oběžné kolo a rychlostní trojúhelníky [10]</i>	20
<i>Obr. 2.4 – Rychlostní trojúhelník čerpadla v návrhovém bodě [11]</i>	21
<i>Obr. 2.5 – Rychlostní trojúhelník pro konečný a nekonečný počet lopatek [11]</i>	22
<i>Obr. 2.6 – Rozložení rychlostní a tlaků v oběžném kole a) s nekonečným počtem lopatek b) s konečným počtem lopatek [12]</i>	22
<i>Obr. 2.7 – Stodolova korekce [12]</i>	23
<i>Obr. 2.8 – Busemannův diagram [12]</i>	24
<i>Obr. 2.9 – Teoretická charakteristika čerpadla [11]</i>	26
<i>Obr. 2.10 – Skutečná charakteristika čerpadla [11]</i>	27
<i>Obr. 2.11 – Druhy charakteristik čerpadel (upraveno dle [9])</i>	27
<i>Obr. 2.12 – Pracovní bod [14]</i>	28
<i>Obr. 3.1 – Schéma konformní transformace [15]</i>	29
<i>Obr. 3.2 – Konformní zobrazení a) obecný případ b) $\eta=\eta_0=0$ [15]</i>	30
<i>Obr. 3.3 – Konformní zobrazení [8]</i>	32
<i>Obr. 4.1 – Meridián oběžného kola I</i>	40
<i>Obr. 4.2 – Lineární změna plochy napříč kanálem oběžného kola I</i>	41
<i>Obr. 4.3 – Oběžné kolo I</i>	41
<i>Obr. 4.4 – Lopatky oběžného kola I v konformním zobrazení</i>	42
<i>Obr. 4.5 – Výpočtová síť I</i>	43

<i>Obr. 4.6 – Okrajové podmínky</i>	44
<i>Obr. 4.7 – Konvergence výpočtu 1 pro $Q=Q_{opt}$.</i>	45
<i>Obr. 5.1 – Rozložení rychlostí na vstupu</i>	51
<i>Obr. 5.2 – Rychlostní trojúhelník [11]</i>	52
<i>Obr. 5.3 – Rozložení rychlostí na výstupu</i>	53
<i>Obr. 5.4 – Rozložení rychlostí: 2 návrhové body – vlevo a 1 návrhový bod – vpravo</i>	55
<i>Obr. 5.5 – Meridián oběžného kola 2</i>	56
<i>Obr. 5.6 – Lineární změna plochy napříč kanálem oběžného kola 2</i>	56
<i>Obr. 5.7 – Lopatky oběžného kola v konformním zobrazení</i>	57
<i>Obr. 5.8 – Oběžné kolo 2</i>	57
<i>Obr. 5.9 – Výpočtová síť 2</i>	58
<i>Obr. 5.10 – Konvergence výpočtu 2 pro $Q=Q_{opt}$.</i>	59

SEZNAM GRAFŮ

<i>Graf 4.1 – Charakteristiky oběžného kola pro jeden návrhový bod</i>	47
<i>Graf 4.2 – Posouzení stability oběžného kola pro jeden návrhový bod</i>	48
<i>Graf 5.1 – Charakteristiky oběžného kola pro dva návrhové body</i>	60
<i>Graf 5.2 – Posouzení stability oběžného kola pro dva návrhové body</i>	60
<i>Graf 6.1 – Srovnání účinnosti oběžného kola navrhovaného na jeden a na dva návrhové body</i>	63
<i>Graf 6.1 – Srovnání měrné energie oběžného kola navrhovaného na jeden a na dva návrhové body</i>	64

SEZNAM TABULEK

<i>Tab. 4.1 – Vyhodnocení oběžného kola pro jeden návrhový bod</i>	47
<i>Tab. 5.1 – Vyhodnocení oběžného kola pro dva návrhové body</i>	59

SEZNAM POUŽITÝCH SYMBOLŮ

A	[-]	koefficient přímky
B	[-]	směrnice přímky
D	[m]	průměr vstupního potrubí
D ₂	[m]	průměr oběžného kola
H	[m]	dopravní výška
K	[-]	konstanta plochy
M _k	[Nm]	krouticí moment
P	[W]	příkon
P _u	[W]	užitečný výkon
Q	[m ³ /s]	průtok
Q _{opt}	[m ³ /s]	optimální průtok
Y	[J/kg]	měrná energie
Y _{th}	[J/kg]	teoretická měrná energie pro konečný počet lopat a ideální kapalinu
Y _{th,z=∞}	[J/kg]	teoretická měrná energie pro nekonečný počet lopat a ideální kapalinu
Y _{th,w}	[J/kg]	teoretická měrná energie s Waisserovou korekcí
b	[m]	šířka kanálu oběžného kola
c	[m/s]	absolutní rychlost
d	[m]	průměr výstupního potrubí
d _{sh}	[m]	minimální průměr hřídele
d _h	[m]	průměr hřídele
c _m	[m/s]	meridiální rychlost
c _u	[m/s]	obvodová složka absolutní rychlosti

$c_{u\infty}$	[m/s]	obvodová složka absolutní rych. pro nekonečný počet lopat a id. kap.
g	[m/s ²]	tíhové zrychlení
h	[m]	hloubka mříže
k	[-]	statistická konstanta
n	[s ⁻¹]	otáčky
n_s	[s ⁻¹]	specifické otáčky
p	[Pa]	tlak
r	[m]	poloměr oběžného kola
t	[m]	rozteč lopatek
u	[m/s]	unášivá rychlost
v	[m/s]	relativní rychlost
z	[-]	počet lopat
α	[-]	koeficient pro přepočet průtoků
β	[rad/°]	úhel lopatky
$\bar{\beta}$	[rad/°]	doplňkový úhel lopatky
γ	[rad/°]	směrový úhel lopatky
Δ	[m]	šířka lopatky
η	[%]	účinnost čerpadla
η_h	[%]	hydraulická účinnost čerpadla
η	[-]	souřadnice v konformním zobrazení
κ	[-]	korekční faktor
τ_d	[MPa]	dovolené smykové napětí

ρ	[kg/m ³]	hustota
μ	[Nsm ⁻²]	viskozita
ξ	[-]	souřadnice v konformním zobrazení
Φ	[-]	rychlostní číslo
φ	[rad/°]	úhel opásání
ω	[rad/s]	úhlová rychlost

Poznámka:

Index „1“ u symbolů značí polohu na vstupu do oběžného kola.

Index „2“ u symbolů značí polohu na výstupu z oběžného kola.

Index „k“ u symbolů značí krycí disk.

Index „n“ u symbolů značí nosný disk.

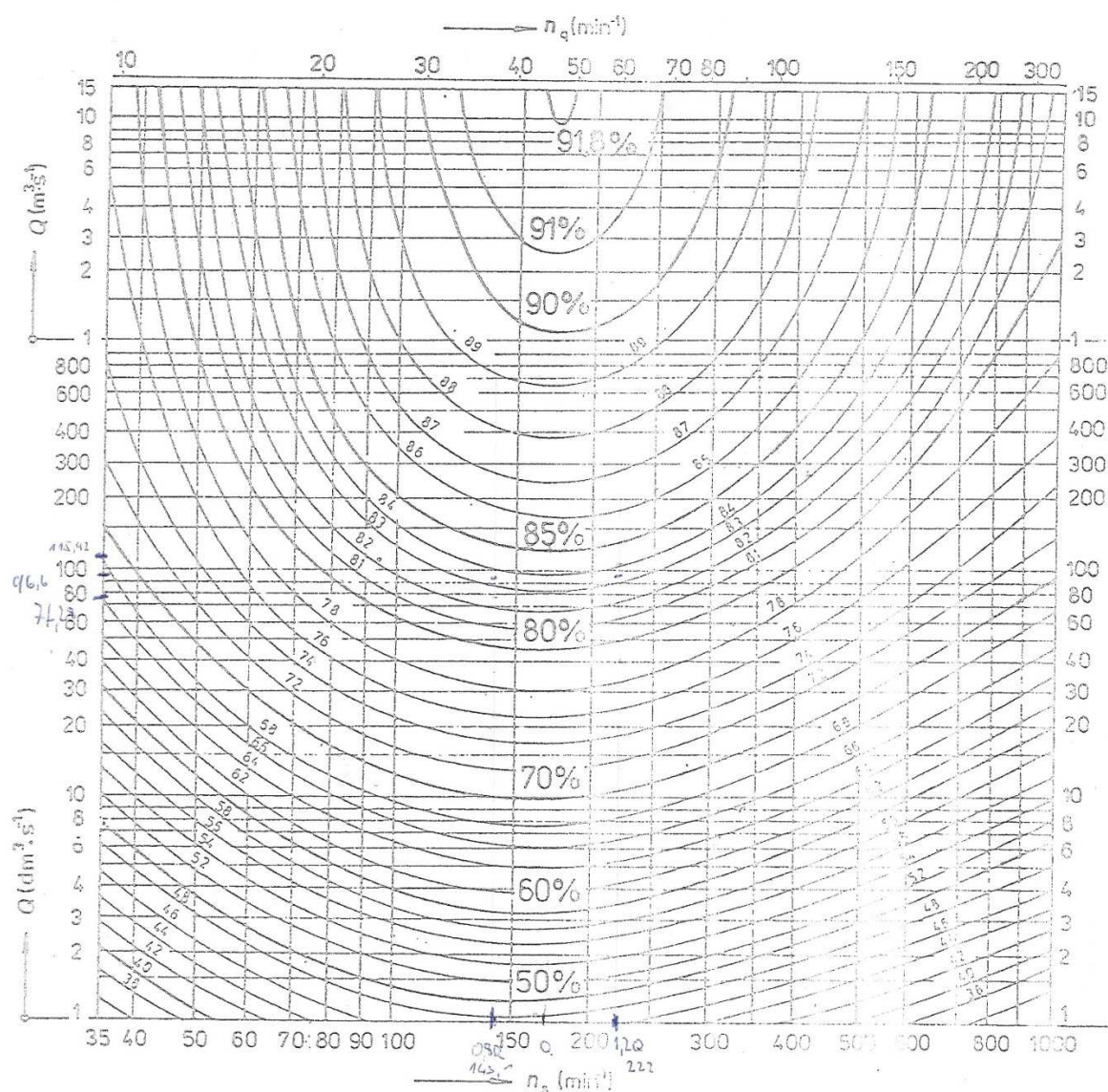
SEZNAM PŘÍLOH

Příloha 1: Graf celkové dosažitelné účinnosti hydrodynamických čerpadel

Příloha 2: Elektronická příloha excel

PŘÍLOHA 1: GRAF CELKOVÉ DOSAŽITELNÉ ÚČINNOSTI HYDRODYNAMICKÝCH ČERPADEL

NAVRHLOVÝ BOD



Obr.1.88 Dosažitelné celkové účinnosti hydrodynamických čerpadel, platí pro vodu $\nu = 1.13 \cdot 10^{-6} \text{ m}^2 \cdot \text{s}^{-1}$

až 0,33 a průtoku $Q < 0,65 \text{ m}^3 \cdot \text{s}^{-1}$. Pro větší průtoky než uvedeno se však účinnost čerpadla mění málo, viz obr.1.88.

Objemové ztráty sestávají z vnitřních průsaků v těsnicích spárkách disků oběžného k. popř. vůle mezi hřídelí a mezistěnou sousedních článků vícestupňového čerpadla. K vnějším průsakům dochází v ucpávce vystupující části hřídele čerpadla, popř. v zařízení na vyrování axiální síly působící na rotoru čerpadla. Tlakový spád kapaliny, tedy i průsaky v těsnicích